

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOJET MOTORU KOMPRESÖR MODÜLÜ YAPISAL TASARIMI,
MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eyüp ATAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Yüksek Lisans Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOJET MOTORU KOMPRESÖR MODÜLÜ YAPISAL TASARIMI,
MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Eyüp ATAŞ
(503091331)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Murat VURAL

OCAK 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091331 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eyüp ATAŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“TURBOJET MOTORU KOMPRESÖR MODÜLÜ YAPISAL TASARIMI, MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ BELİRLENMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Murat VURAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Adnan DİKİCİOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Filiz PİROĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **17 Aralık 2012**
Savunma Tarihi : **21 Ocak 2013**

Anneme ve babama,

ÖNSÖZ

Yaptığım tüm çalışmalarda bana her türlü destek ve imkanı sağlayan yönetici ve iş arkadaşlarıma, hayatımın her anında bana sonsuz destek veren aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2013

Eyüp ATAŞ
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
2. TURBOJET MOTORU.....	3
2.1 Gaz Türbini	3
2.2 Mini Jet Motoru.....	4
2.2.1 Mini jet motoru tasarımı	6
2.2.1.1 Kompresör.....	11
Radyal kompresör	11
Difüzör	14
Kompresör surge	15
2.2.1.2 Türbin.....	16
2.2.1.3 Yanma odası.....	17
2.2.1.4 Şaft	18
2.2.1.5 Egsoz	19
3. KOMPRESÖR MODÜLÜ TASARIMI.....	19
3.1 İnlet Tasarımı	20
3.2 Difüzör Tasarımı	26
3.2.1 Birinci model yapısal analizi.....	26
3.2.2 İkinci model yapısal analizi	30
3.3 Kompresör Modülünün Şaft Tasarımına Etkilerinin İncelenmesi	31
3.3.1 Şaft modal analizi.....	32
3.3.2 Malzeme bilgileri	32
3.3.3 Çekiç testi.....	39
3.3.3.1 Kabul ve ihmaller	39
3.4 İmpeller Tasarımı	41
3.4.1 Konsept model yapısal analizi	42
3.4.2 İmpeller detay tasarımı.....	51
3.4.2.1 İlk tasarım için statik analiz	52
3.4.2.2 Campbell diyagramlarının oluşturulması.....	55
3.4.2.3 İnterference diyagramları	57
4. SONUÇ.....	75
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ.....	79

KISALTMALAR

FPI	: Florasan Penetrant Inspection
N.D.	: Nodal Diameter
RPM	: Revolution Per Minute, Devir
Hz	: Herz
IGV	: Inlet Guide Vane
GK	: Güvenlik Katsayısı
TEMP	: Sıcaklık
NGV	: Nozzle Guide Vane

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi	21
Çizelge 3.2 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi	32
Çizelge 3.3 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi	33
Çizelge 3.4 : Sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi	35
Çizelge 3.5 : Sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi	36

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Turbojet motoru akış kesiti.....	4
Şekil 2.2: Mini turbojet motoru kesiti	4
Şekil 2.3 : Örnek bir insansız hava aracı.	5
Şekil 2.4 : Turbojet-piston motor akış karşılaştırması	5
Şekil 2.5 : Turbojet motoru kesiti	6
Şekil 2.6 : Turbojet motorunun ana elemanları görünümü.....	7
Şekil 2.7 : Von Ohain'in turbojet motoru.....	8
Şekil 2.8 : Turbomeca marbore 2 motoru.....	9
Şekil 2.9 : Eksenel ve radyal kompresör	10
Şekil 2.10 : Açık impeller.....	11
Şekil 2.11 : Kapalı impeller	11
Şekil 2.12 : Radyal bükülmüş ve retro curved kanat yapısı.	11
Şekil 2.13 : Gaz çıkış açıları	12
Şekil 2.14 : Kompresör performans haritası	13
Şekil 2.15 : a) Düz kanat b) eğimli kanat c) wedge kanat difüzör.....	13
Şekil 2.16 : Kompresör surge	14
Şekil 2.17 : Türbin modülü akış açıları	15
Şekil 2.18 : Yanma odası kesiti	16
Şekil 2.19 : Şaft deformasyon şekli	17
Şekil 2.20 : Çeşitli egsozlar	18
Şekil 3.1 : Inlet-difüzör ve casing mesh yapısı.....	20
Şekil 3.2 : Çevresel yükler eklenmiş model	20
Şekil 3.3 : Elastik modülü grafiği	21
Şekil 3.4 : Akma gerilmesi grafiği.....	22
Şekil 3.5 : Termal uzama katsayısı grafiği.	22
Şekil 3.6 : Gerilme değeri dağılımı	23
Şekil 3.7 : Karşılaştırılan noktaların görünümü.....	24
Şekil 3.8 : Karşılaştırılan noktaların görünümü.....	24
Şekil 3.9 : İnlet-impeller arası boşluk değişimi.	26
Şekil 3.10 : Difüzör modeli	27
Şekil 3.11: Difüzör mesh modeli	27
Şekil 3.12: Difüzör termal modeli.	28
Şekil 3.14 : Kanat üzerine gerilme dağılımı	28
Şekil 3.15 : Kanat üzerine güvenlik katsayısı dağılımı	29
Şekil 3.16 : Hasara uğramış difüzör	29
Şekil 3.17 : Kanat yapısı değiştirilmiş difüzör modeli.	30
Şekil 3.18 : Kanat üzerinde güvenlik katsayısı dağılımı	30
Şekil 3.19 : Rotor grubu tasarımı.....	31
Şekil 3.20 : Elastik modülü grafiği.....	32
Şekil 3.21 : Akma gerilmesi grafiği.....	33
Şekil 3.22 : Termal uzama katsayısı grafiği	33

Şekil 3.23 : Elastik modülü grafiği.....	34
Şekil 3.24 : Akma gerilmesi grafiği.....	34
Şekil 3.25 : Termal uzama katsayısı grafiği	35
Şekil 3.26 : Elastik modülü grafiği.....	35
Şekil 3.27 : Termal uzama katsayısı grafiği	36
Şekil 3.28 : Yataklama bölgeleri detay görünümü	37
Şekil 3.29 : Yataklama bölgeleri Analiz modeli görünümü	38
Şekil 3.30 : Çekiç testi düzeneği görünümü	39
Şekil 3.31 : Şaft 1. eğilme mod şek.	40
Şekil 3.32 : Şaft 2. eğilme mod şekli	41
Şekil 3.33 : Impeller tasarımı.....	42
Şekil 3.34 : Impeller çevresel koşulları	43
Şekil 3.35 : Impeller deformasyon sonuçları	44
Şekil 3.36 : Impeller gerilme değerleri.	44
Şekil 3.37 : Impeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı	45
Şekil 3.38 : Impeller deformasyon değerleri dağılımı	45
Şekil 3.39 : Impeller gerilme değerleri dağılımı.....	46
Şekil 3.40 : Impeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı	46
Şekil 3.41 : Impeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı	47
Şekil 3.42 : Impeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı.	47
Şekil 3.43 : Impeller kanat üzerinde takım izleri.....	48
Şekil 3.44 : Impeller kanat üzerinde takım izleri.....	49
Şekil 3.45 : Flank milling imalat yöntemi	49
Şekil 3.46 : Impeller kanat üzerinde takım izleri.....	50
Şekil 3.47 : Impeller kanat üzerinde çatlak görünümü	50
Şekil 3.48 : Impeller kanat üzerinde mikroskop ile çatlak görünümü	51
Şekil 3.49 : Impeller üzerinde sıcaklık dağılımı	52
Şekil 3.50 : Impeller gerilme değeri dağılımı	52
Şekil 3.51 : Impeller üzerinde güvenlik katsayısı dağılımı	53
Şekil 3.52 : Kanat üzerinde kopma ve çatlak görünümü.	54
Şekil 3.53 : Kanat hasarı detay görünümü	54
Şekil 3.54 : Örnek campbell diyagramı	56
Şekil 3.55: Impeller campbell diyagramı.....	56
Şekil 3.56: Örnek interference diyagramı	58
Şekil 3.57 : 0. nodal diameter mod şekli.....	58
Şekil 3.58: 1. nodal diameter mod şekli.....	59
Şekil 3.59 : 2. nodal diameter mod şekli.....	59
Şekil 3.60 : 3. nodal diameter mod şekli.....	60
Şekil 3.61 : Interference Diyagramı.....	60
Şekil 3.62 : 0. nodal diameter mod şekli.....	61
Şekil 3.63 : 1. nodal diameter mod şekli.....	61
Şekil 3.64 : 2. nodal diameter mod şekli.....	62
Şekil 3.65 : 3. nodal diameter mod şekli.....	62
Şekil 3.66 : Interference Diyagramı.....	63
Şekil 3.67 : Ipeller görünümü	63
Şekil 3.68 : Impeller karşılaştırması	64
Şekil 3.69 : Impeller karşılaştırması	64
Şekil 3.70 : Impeller gerilme değerleri	65
Şekil 3.71 : Impeller güvenlik katsayısı dağılımı	65
Şekil 3.72 : Impeller güvenlik katsayısı dağılımı	65

Şekil 3.73 : Impeller güvenlik katsayısı dağılımı.	66
Şekil 3.74 : 0. nodal diameter mod şekli	66
Şekil 3.75 : 1. nodal diameter mod şekli	67
Şekil 3.76 : 2. nodal diameter mod şekli.	67
Şekil 3.77 : 3. nodal diameter mod şekli	68
Şekil 3.78 : Interference diyagramı	68
Şekil 3.79 : 0. nodal diameter mod şekli	69
Şekil 3.80 : 1. nodal diameter mod şekli	69
Şekil 3.81 : 2. nodal diameter mod şekli	70
Şekil 3.82: 3. nodal diameter mod şekli	70
Şekil 3.83: Interference diyagramı	71
Şekil 3.84 : Goodman diyagramı	71
Şekil 3.85 : Goodman diyagramı	72
Şekil 3.86 : Goodman diyagramı	72
Şekil 3.87 : Goodman diyagramı.	73

TURBOJET MOTORU KOMPRESÖR MODÜLÜ YAPISAL TASARIMI, MALZEME VE İMALAT YÖNTEMİ BELİRLENMESİ

ÖZET

Bu tezde turbojet motoru radyal kompresör modülü yapısal tasarımı detaylı şekilde ele alınmış ve tasarım için belli metodolojiler oluşturulup testler ile doğrulama faaliyeti yapılmıştır.

Bu çalışma 4 ana adımdan oluşmaktadır; hava alığı tasarımı, imperler tasarımı, difüzör tasarımı ve impeller parçasının şafta uygunluk incelemesi.

Yapılan analizlerde kullanılmak üzere girdi olarak oluşturulan malzeme bilgileri, metal sıcaklığı dağılımı ve gaz basıncı dağılımı için ayrıca çalışmalar yapılmıştır.

Hava alığı tasarımı, impeller ile arasındaki boşluğun performans ve motor güvenliği için önem taşımasından dolayı tam olarak bir optimizasyon çalışmasıdır. Motorun güvenli bir şekilde çalışacağından kesin olarak emin olabilmek için motor testi ile doğrulama yapılmalıdır.

Impeller tasarımı ise kompresör parçası içerisinde tasarımı en zor olan ve literatürde tasarım bilgisinin en az olduğu parçadır. Bunun nedeni parçanın saniyede 2000 devir yapması ve böylece özellikle kanatlar üzerinde ciddi bir merkezkaç yükünün oluşmasıdır.

Parçaya etkiyen yükler şöyledir; balanssızlık yükü, merkezkaç yükü, gaz basıncı ve termal yükler. Bu yüklerden sabit hızda değişken olan ise gaz basıncıdır.

Çalışmada öncelikle statik yüklerin etkisi incelenmiştir ve malzeme ile imalat yöntemi seçiminin tasarıma etkisi incelenmiştir.

Bu incelemeden onay alınan parçaya kanat rezonansını incelemek amacıyla modal analiz yapılmıştır. Değişken olan gaz yükü uygulanarak harmonic analiz yapılmıştır.

Analiz sonucu tespit edilen doğal frekans değerleri ile impellerın muhtemel rezonans değerlerini görmek amacıyla Campbell diyagramı oluşturulmuştur.

Kritik olduğu tespit edilen doğal frekansların mod şekilleri çıkarılmış ve impeller'a etki eden yüklerin şekilleri ile interference diyagramı yardımıyla karşılaştırılarak rezonans oluşturulacak doğal frekans değerleri tespit edilmiştir.

Bu frekans değerlerini değiştirmek amacıyla katılığı değiştirilmiş ve diyagramlar tekrar oluşturularak rezonansın oluşup oluşmayacağı tespit edilmiştir.

Bunun yanında rezonans olma ihtimaline karşı kanatlar için goodman diyagramları oluşturulmuş ve impeller 'ın tasarımına bu aşamalardan sonar karar verilmiştir.

Tasarımı yapılan diğer bir parça ise difüzör'dür. Bu parçada kanatlar üzerinde gaz basıncı vardır ve parçanın tamamında termal yükler mevcuttur. Bunların etkisi altında kanatların dayanımı incelenmiştir.

Turbojet motorunda şaft rezonansının oluşup oluşmayacağı ve mevcut olacak ise hangi hızlarda olacağının tespit edilmesi rulman dayanımı için kritik bir konudur. Burada da en önemli etkenlerden bir impeller'ın uyumluluğudur. Bunun nedeni impeller'ın ağırlığı ve konumunun şaftın doğal frekans değerine etkisinin fazla olmasıdır.

Sonuç olarak kompresör parçasının her parçası için ayrı ayrı yapısal tasarım metodolojisi oluşturulmuştur bunun içinde malzeme seçiminin ne kadar önemli olduğu tespit edilmiş, imalat yöntemi ile ilgili bilgiler verilmiştir.

TURBOJET ENGINE COMPRESSOR MODULE STRUCTURAL DESIGN, MATERIAL AND MANUFACTURING PROCESS DETERMINATION

SUMMARY

The use of microjets has found application areas in the propulsion of target drones and missiles. These propulsion systems have their own challenging topics due to their small sizes and very high rotational speeds (in the order of 100000 rpm).

In this thesis, the structural design, manufacturing and materials of mini turbojet engine's compressor module is discussed in detail.

This study consists of four major steps; design of inlet, impeller, difuser and shaft.

Air inlet design is a fully opitimisation process about gap between impeller and inlet, in order to be sure that the engine operates in a safe engine test verification should be performed.

The compressor impeller design is most complex part in compressor module. This is because of the centrifugal load, this part is turning in maximum angular velocity at 2000 Hz.

Loads on the track are as follows: unbalance load, centrifugal load, the gas pressure and thermal loads The main function of an impeller is to efficiently compress the air coming from the inlet and to deliver it to the combustion chamber via a diffuser. The compressor pressure ratio is highly dependent on the impeller tip speed. Hence, high tip speeds are essential to obtain high pressure ratios. Therefore, in microjets, high rotational speeds are inevitable. This results in many challenges such as vibratory behavior, transonic flow, shock waves in diffusers and high stresses.

Furthermore, tip clearance is one of the most important concerns affecting impeller performance. Special care must be taken to maintain tip clearance close to an optimum value under operating conditions.

During the design process of this impeller, investigations were carried out in order to determine stresses and deformations, which led to the identification of possible optimization regions. Various geometries were analyzed under mechanical loads.

Compressor tip clearance has an important effecton the overall performance and operability of a compressor and has wide-spread consequences involving all components such as rotor, blades and casing design. The outer contour of the impeller was designed in such a way that 0.2 mm constant tip clearance will be maintained at all locations, while the engine runs at max speed. According to the performed analyses of inlet and impeller, the contours are determined respectively. Due to the geometrical form of impeller (radial compressor), control of tip clearance is not as easy as in axial compressors or turbines.

Therefore, one of the most challenging aspects of the impeller design was to handle the tip clearances.

Thermal expansion of the impeller, inlet and rotor, radial expansion due to centrifugal forces, rotor orbits due to unbalance, bearing clearances and production tolerances are some of the most important factors in determining tip clearances. If rubbing occurs due to any reason between rotating impeller and stationary inlet (casing), this may result in a catastrophic engine failure. For this reason, most of the effort during impeller design was dedicated to maintaining a safe and efficient tip clearance value. During open air tests, engine was tested at various speeds including max. Speed of 125000 rpm to simulate transient effects, no sign of rubbing either on impeller blades or inside of the inlet was observed.

The tip clearance of an impeller must meet the following requirements:

- avoidance of rubbing for normal flight maneuvers and surges
- acceptable clearance during cold starts
- acceptable clearance during idle to maintain adequate surge margin
- minimum clearance for conditions of cruise and max. climb to achieve the best efficiency
- no blade rub during hot reburst (transient performance)

Study, we first examined the effect of static loads and design, choice of materials and manufacturing methods to investigate the effect.

This review of the modal analysis was conducted to examine the resonance of approval from the blade parts.

Harmonic analysis was conducted by applying a variable load of the gas.

Analysis of the natural frequencies are determined as a result of the possible resonance with the impeller campbell diagram was created in order to see the values

And the possible resonance points are determined. In order to change the value of this frequency again, creating a resonance occurs and diagrams occur in the modified stiffness was determined.

In addition to the blade against the goodman diagrams have the possibility of resonance and the design of impeller after these steps have been decided.

The other component is difüzer, which designed as structurally.

In this study, to determine dynamic characteristics of the impeller, several modal analyses were performed.

Vibration characteristics of the impeller must be investigated in detail to prevent high cycle fatigue (HCF) and rubbing due to interaction of impeller blade tips with stationary inlet as a result of excessive vibration.

Subsequently, campbell diagram was constructed. According to results, none of the impeller frequencies intersect with any engine order for the operational range of impeller speed between 100000-120000 rpm.

Since cyclic sector angle is 60° . One can get only 3 harmonic index. To illustrate the mode shapes at each harmonic index (i.e. 0,1,2,3) were investigated.

An interference diagram was investigated similar to campbell diagram can be plotted to see whether operating speed crosses any nodal diameter as well. The idea behind using Interference diagram is to check engine orders with nodal diameters. Campbell

diagram itself is not self explanatory. To have a resonance, frequency crossing with engine order is not a unique condition as stated previously. Nodal diameter and engine order must be the same and to visualize it, interference diagram plays an important role, whose x axis shows nodal diameter and whose y axis shows frequencies. Operation limits of 100.000 rpm and 120.000 rpm are used and 2 lines representing these rpms were drawn and checked against any crossings with nodal diameters.

Intersections show potential resonance frequencies. To avoid resonance problem, various models were created and analyzed and then stress and displacement values were recalculated. As expected, there is a contradiction between lower stress values and higher natural frequencies. At this stage of the design, an optimization is inevitable.

There is no obstacles like guide vanes in upstream for the impeller but there are some vanes located on the diffuser in downstream. Number of them was taken into account in campbell diagram and in the final diagram we realized that there were some frequency-crossings in operational range + safety margin area at higher frequencies and modes, which are in general not dangerous. To make sure, we run the engine at various speeds and observed nothing wrong in terms vibration and rubbing

In full modal analysis of the rotor study, dynamic analysis of rotor including impeller, shaft and turbine is performed to determine resonant frequencies of each component separately. The most difficult part of the full modal analyses of the rotor was to define realistic boundary conditions of bearings and bearing housings, whose stiffnesses affect modal response substantially. In order to calculate the bearing housing stiffness values correctly and precisely, whole engine model (WEM) was created. Contact option was used to tie the different mesh patterns belonging to the rotor parts for dynamic analysis.

1. GİRİŞ

Bu tezde turbojet motoru radyal kompresör modülünün yapısal tasarımı ile ilgili oluşturulan metodoloji anlatılmıştır. İlk olarak gaz turbine motorları ve küçük turbojet motorları hakkında genel bilgi ve tasarım ipucu niteliğinde yöntemler verilmiştir.

Bunun ardından parça bazında tasarım stratejileri aktarılmıştır ve sonuç olarak kompresör modülü yapısal tasarımı tamamlanmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Tezin amacı küçük bir turbojet motorunun tasarımında kullanılmak üzerine oluşturulan radyal kompresör modülünün tasarım metodolojisini oluşturmak ve metodolojiyi motor testleri ile doğrulamaktır.

Parça bazında impeller, inlet ve difüzör parçalarının yapısal tasarım, malzeme ve imalat yöntemi seçimi için metodoloji oluşturulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür araştırması olarak birçok makale incelenmiştir. Bu makaleler özellikle impeller tasarımı ile ilgili konularda yoğunlaşmıştır. Bunun dışında ayrodinamik yükler, hava alığı-impeller arası boşluk optimizasyonu ile ilgili makaleler incelenmiştir.

İmpeller tasarımı ile ilgili makaleler özellikle goodman diyagramının oluşturulması, interference diyagramının oluşturulması, safe diyagramları ile ilgili konuları kapsamaktadır.

Bunun dışında ANSYS programında bir çok analiz modülü kullanılmıştır. Bunlar statik analiz, modal analiz, harmonik analiz, ön gerilmeli modal analiz kısımlarıdır ve bunların uygulanması ile ilgili makaleler incelenmiştir.

2. TURBOJET MOTORU

2.1 Gaz Türbini

Gaz türbini, genel olarak yanma ile açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye çevirmeye yarayan bir makine olarak tanımlanabilir.

Ana komponentleri şöyledir:

- İnlet,
- Kompresör,
- Yanma odası,
- Türbin,
- Egsoz.

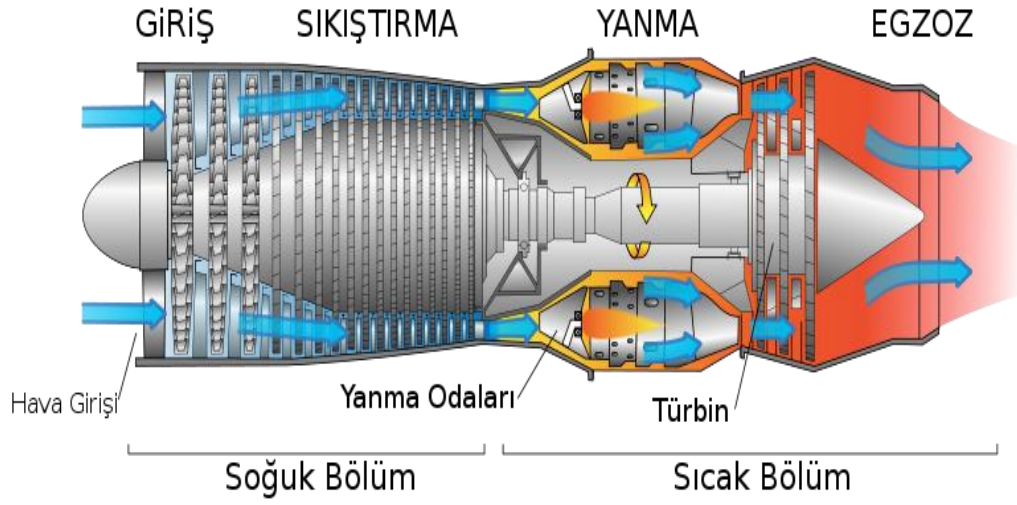
Bu çalışmada esas olarak kompresör modülü yapısal tasarımı incelenecektir. Buna ek olarak da diğer komponentler ile ilgili genel bilgi verilecektir. Bunun nedeni diğer komponentler ile birlikte düşünülmeden kompresör modülü tasarlamamanın imkansız olmasıdır.

İnlet kısmından emilen hava, kompresör tarafından basınçlandırılarak yanma odasına aktarılır, burada içine yakıt püskürtülerek yanma sağlanır. Yanma sonucu yüksek basınca ve hıza sahip, yani entalpisi yüksek olan, hava türbin kanatlarına çarparak türbini döndürür.

Gaz türbini uçak, tren, gemi ve elektrik jeneratörlerinde kullanılmaktadır.

Uçak motoru olarak kullanılan gaz türbininde türbinin görevi yalnızca kompresörü çalıştırmaktır. Türbinden çıkan gaz büyük bir hız ve basınç ile atmosfere karışarak itkiyi oluşturur.

Bu motorlar içten yanmalı motorlara göre düşük verimli olsa da güç/ağırlık oranı yüksek olduğu için tercih edilmektedir.



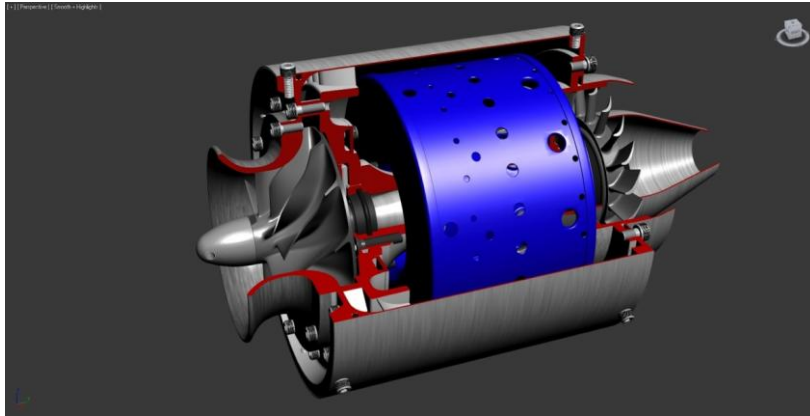
Şekil 2.1 : Turbojet motoru akış kesiti.

2.2 Mini Jet Motoru

Bu motorlar çalışma prensibi olarak tam boyutlu jet motorları ile aynı fakat daha sade makinelerdir.

Hava motora inletten kompresör yardımı ile alınır ve sıkıştırılır, daha sonra difüzör ile yönlendirilerek yanma odasında yakılarak Ngv komponentine geçer, burada yönlendirilip hızlandırılan hava türbin kanatlarına çarparak türbin üzerinde tork oluşturur ve ardından gelen egsoz bölümünde havaya karışarak itkiyi oluturur. Türbinin torku bir şaft yardımıyla kompresöre aktarılır. Böylece sürekli bir çalışma sağlanmış olur.

Genel bir mini jet motorunun kesiti Şekil 2.2 'deki tasımdaki gibidir.



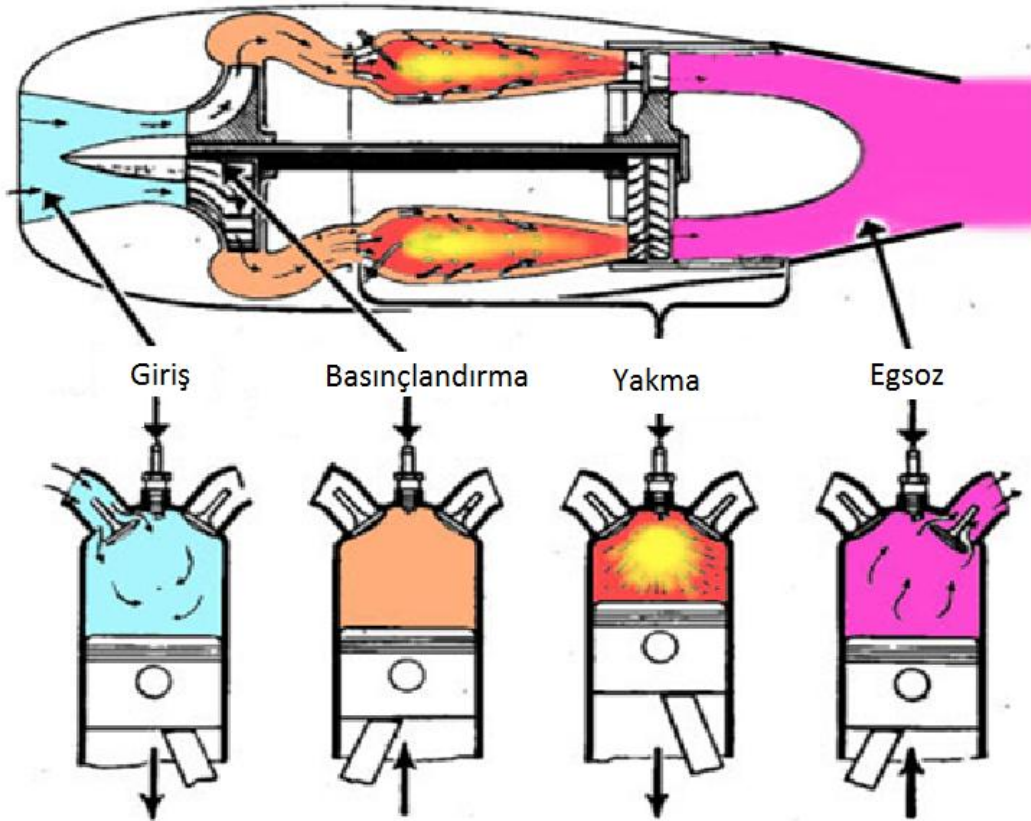
Şekil 2.2 : Mini turbojet motoru kesiti.

Mini jet motorlarının kullanım alanı yüksek hızlı insansız hava araçlarıdır.



Şekil 2.3 : Örnek bir insansız hava aracı.

Turbo jet motorlarının çalışma felsefesi pistonlu motora benzemektedir.



Şekil 2.4 : Turbojet-piston motor akış karşılaştırması.

Gaz türbinin de pistonlu motorun aksine sürekli çalışma vardır. Her modül kendi içerisinde sürekli olarak çalışmaktadır. Ayrı prosesler ayrı alanlarda sürekli olarak işlemektedirler.

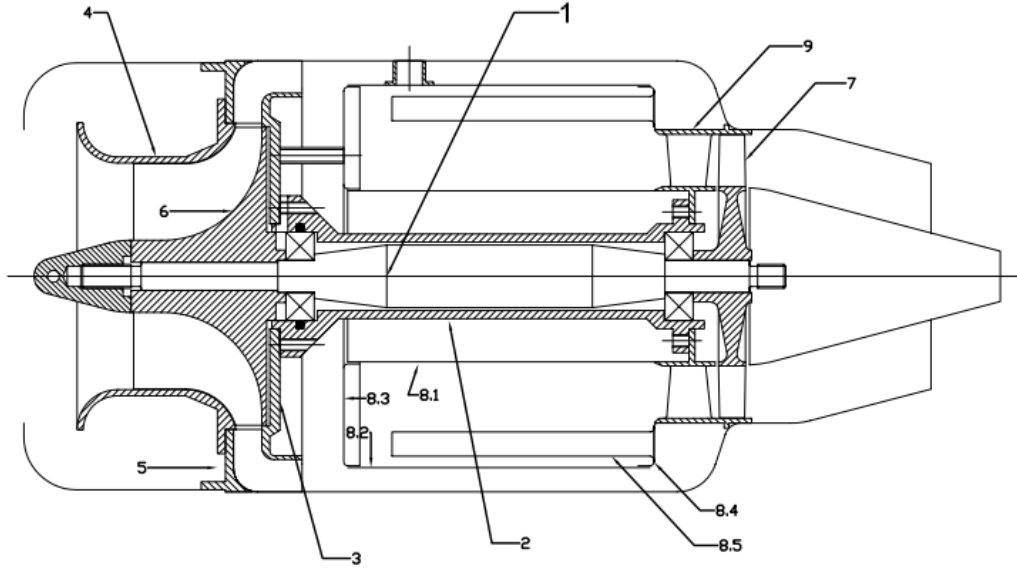
Sistemin değişmez elemanları; kompresör, yanma odası ve türbindir.

2.2.1 Mini jet motoru tasarımı

Kompresör modülü, radyal, aksel veya ikisinin birleşiminden oluşabilir. Mini jet motorlarında radyal kompresörler ağırlıklı olarak tercih edilmektedir. Radyal kompresörlerde hava aksel olarak inlet vasıtasıyla alınır ve radyal olarak impeller tarafından basılır ve akış difüzör ile eksenele çevrilir. Çok kademeli kompresörlerde her kademede bir döner parça ve bir stator mevcuttur. Kompresör çıkışında gazın kinetik enerjisi basınca çevrilmiştir.

Modern jet motorlarında kademe sayısı 17'ye kadar, basınç oranı ise 1:30'a kadar çıkmaktadır.

Mini jet motorlarında ise tek kademe kompresör radyal impeller ve difüzörden oluşmaktadır.



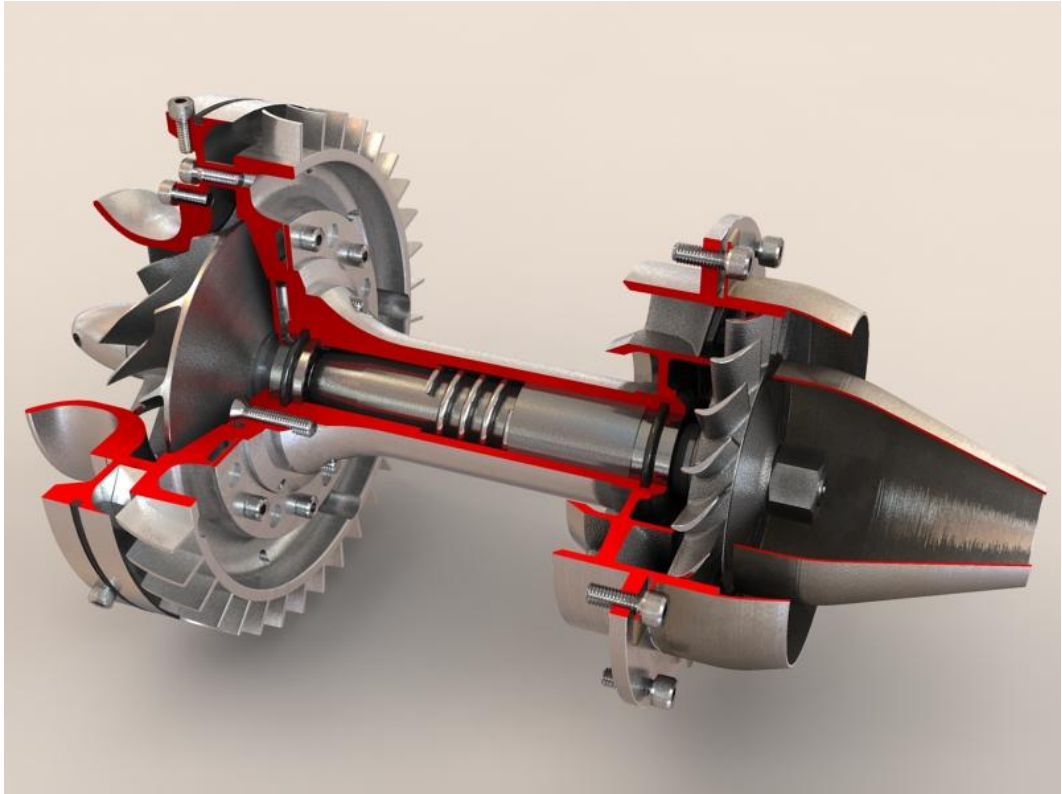
Şekil 2.5 : Turbojet motoru kesiti.

Türbin modülünde ise yanma odasından çıkan basınçlı hava NGV tarafından yönlendirilir ve ivmelendirilir. Bu gaz türbin kanatçıklarına çarpar ve rotor üzerinde çevresel bir kuvvet oluşturur.

Türbin modülü de eksenel, radyal veya karma olarak sınıflandırılır. İlk tasarlanan gaz türbininde türbin modülü radyal olarak tasarlanmıştır.

Motorun en önemli çalışma prensibi türbinin kompresörü sürebilecek miktarda güç üretebilmesidir.

Türbin de kompresör de kayıpları olan modüllerdir. Bu modüllerde sürtünme ve türbülansın dolayısı ile ısıya dönüşüp harcanan enerji mevcuttur. Sürtmeyi önlemek amacıyla inlet ve impeller arasında boşluk oluşturulur, fakat bu da verim düşüşüne neden olur. Buradaki optimizasyon önemli bir tasarım parametresidir.[1]



Şekil 2.6 : Turbojet motoru ana elemanları görünümü.

Mini jet motoru tasarımında büyük motorlardan birebir ölçeklendirme yöntemi kullanılamaz. Çünkü komponentlerin boyu küçülmekteyken gaz moleküllerinin boyu sabit kalmaktadır. Bu da bütün tasarımın sıfırdan yapılmasını gerektirmektedir.

Mini jet motorunda verimlilik tasarımı oldukça önemlidir. Ancak kendini çalıştılabilecek kadar enerji üretebilen birçok tasarım mevcuttur.

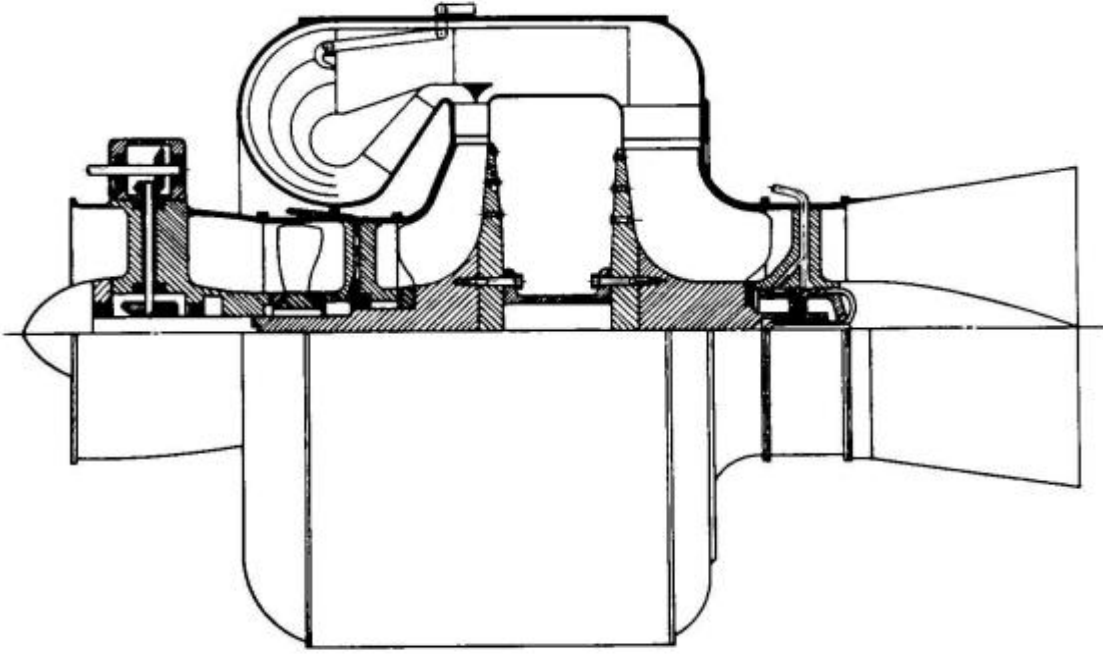
Mini jet motorlarında SFC değeri normal ölçek motorlara göre 2 kata yakın daha fazladır. Mini jet motorları içerisinde de boyut arttıkça elde edilen verimlilik

artmaktadır. Hedef yüksek performans, düşük yakıt tüketimidir. Tasarımdaki trend daha yüksek gaz sıcaklığı (1500 °C üzeri), daha yüksek basınç oranıdır (10-30).

Mini jet motorlarında basınç oranı tuttuğu sürece gaz sıcaklığı ve verimlilik düşük olsa dahi motor çalışmaya devam edecektir.

İlk jet motoru tasarımı 1930'ların sonlarında Alman Hans Joachim Von Ohain ve İngiliz Frank Whittle tarafından ayrı ayrı yalışı olarak aynı dönemlerde yapılmıştır. Von Ohain 1938 yılında üçüncü motorunda Heinkel'in desteği ile S3B adında bir uçağı uçurabilecek motoru yapmıştır.

İlk motorunda radyal kompresör ve radyal türbin var iken 3.motorunda basınç oranını arttırmak için radyalin önüne bir adet aksnel kompresör koymuştur ve motor çapı 600 mm'dir. ağırlığı 360 kg, itkisi 4.9 kN'dur, motor devri ise 13000 RPM'dir.

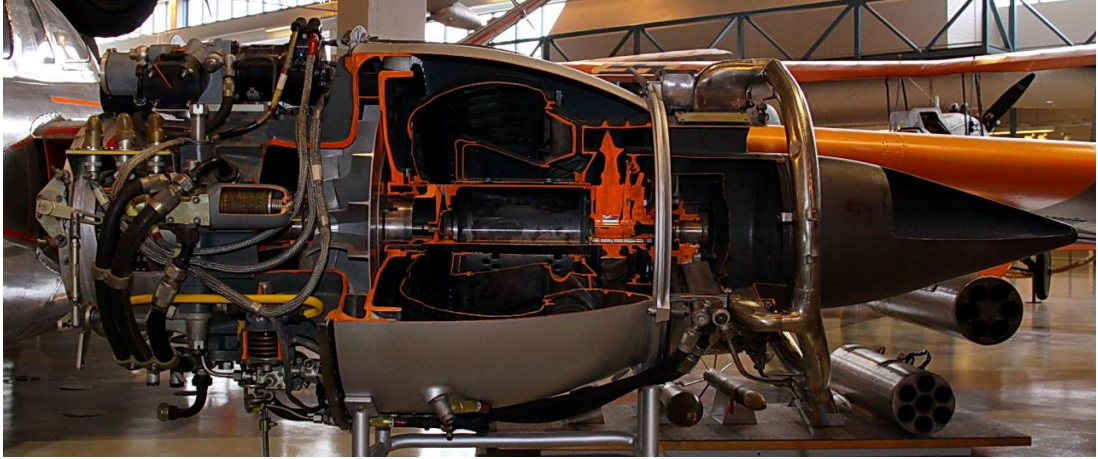


Şekil 2.7 : Von Ohain'in turbojet motoru.

Yaygın ve güvenilir bir şekilde kullanılan jet motorları ise 50'lerde yapılmıştır. Konunun en iyi firmaları: Allison, General Electrics, Pratt&Whitney, Bristol, Rolls-Royce ve Turbomeca 'dır.

Frank Whittle tarafından yapılmış motorlar çift yönlü tek kademe radyal kompresör ve tek kademe aksnel türbin tasarımı ile başlamış ve basit-güvenilir yapısıyla bir tasarıma başlangıç noktası konumuna gelmiştir. Radyal kompresör ve aksnel türbin esas tasarım çatısını oluşturmuştur.

Turbomeca Marbore 2 ile piyasaya iyi bir giriş yapmıştır.



Şekil 2.8 : Turbomeca marbore 2 motoru.

Küçük jet motoru kullanım amacı genel olarak kısa uçuş süreli , göreceli olarak kısa ömürlü, yüksek süratli insansız hava araçlarını oluşturmaktır. Ana tasarım kriteri ise düşük ağırlık-yüksek itki 'dir. Bu motorlarda gaz sıcaklığı ve dönme hızı oldukça yüksektir. Sonuç olarak yüksek basınç oranı ve itki oluşturulur.

Küçük jet motoru imal eden firmalar kompleks yapısından dolayı impeller parçasını tasarlamak yerine kullanılmakta olan turbocharger impeller parçalarını satın alıp bu parçanın performans haritasına göre diğer komponentleri tasarlarlar. Bu nedenle kompresör modülü tasarımı için kullanılan yaygın bir metodoloji yoktur.

Küçük jet motorundan uzun ömür bekleniyorsa üretilen parçalar çok dar toleranslarda olmalıdır. Örneğin rulmanların geçtiği shaft yüzeyinde 0.01 mm tolerans verilmelidir, aksi takdirde misalignment oluşacak ve rulman ömrü kısa olacaktır.

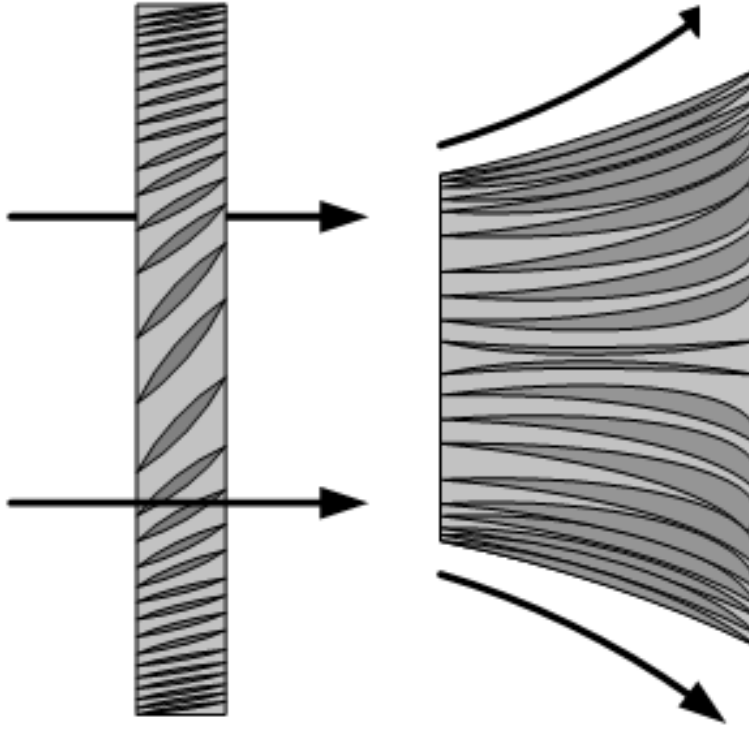
Yakıt olarak küçük jet motorlarında genelde kerosen kullanılır. Kerosen kolay alev alır, düzenli bir yanma oluşturur, yağlayıcı özelliği de vardır.

İmpeller döküm veya doludan işleme yöntemiyle alüminyum veya titanyumdan üretilir. Türbin ve Ngv gibi sıcak bölge parçaları nikel bazlı inco713lc gibi malzemeler kullanılır. Rulman yağlayıcısı olarak genelde yakıt olarak kullanılan kerosenin bir kısmı %5 civarında türbin yağı eklenerek sağlanır. Motorların genelinde rulmanlara bir yay vasıtasıyla ön gerilme verilir. Motorlar elektrik veya hava ile başlatılır.

2.2.1.1 Kompresör

Kompresör kademesinin görevi havayı basınçlandırarak yanma odasına göndermektir. Hava ilk olarak impeller vasıtası ile hızlandırılır ve difüzör 'de yönü değiştirilerek basınçlandırılır.

Radyal kompresörlerde radyal yükler basıncı artırır ve buna paralel olarak gazın sıcaklığı da artar.



Şekil 2.9 : Eksenel ve radyal kompresör.

Sonuç olarak kompresör modülünden çıkan gazın entalpisi arttırılmış olur. Kompresör modülü için yapılan bazı performansında önemli olan parametreler şöyledir: spesifik itki, spesifik yakıt tüketimi, kompresör modülündeki sıcaklık artışı, ve entalpi değişimi.

Radyal kompresör

Eksenel kompresöre göre verimliliği düşük fakat daha stabil sistemler olmasından dolayı tercih edilmektedir. Radyal kompresörler üst kısmı açık ve kapalı olarak ikiye ayrılır.

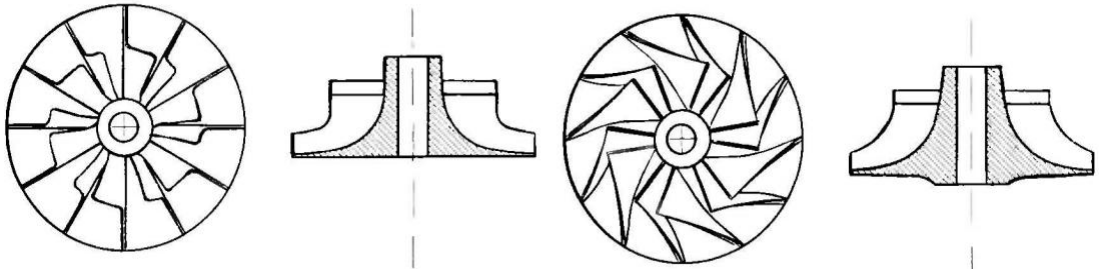


Şekil 2.10 : Açık impeller.

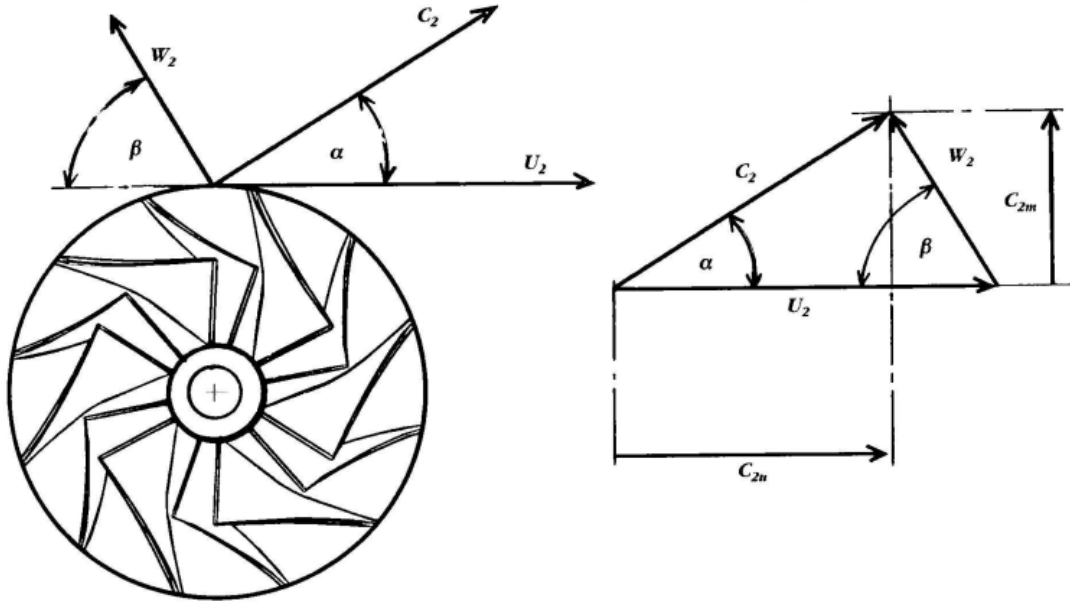


Şekil 2.11 : Kapalı impeller.

Diğer önemli bir gruplandırma ise kanat çıkış açlarına göre yapılır. Bunlar radyal bükülmüş kanat ve retro-curved kanattır.



Şekil 2.12 : Radyal bükülmüş ve retro curved kanat yapısı.



Şekil 2.13 : Gaz çıkış açıları.

Mutlak gaz hızı c , relatif gaz hızı w ve impeller çevresel hızı u olarak belirtilmiştir. Radyal yöndeki hızın büyüklüğü c_m 'yi belirler. U sabit ise yapılan iş $c^2 \times u$ 'ya göre belirlenir, bu da en büyük halini $b = 90$ iken alır.

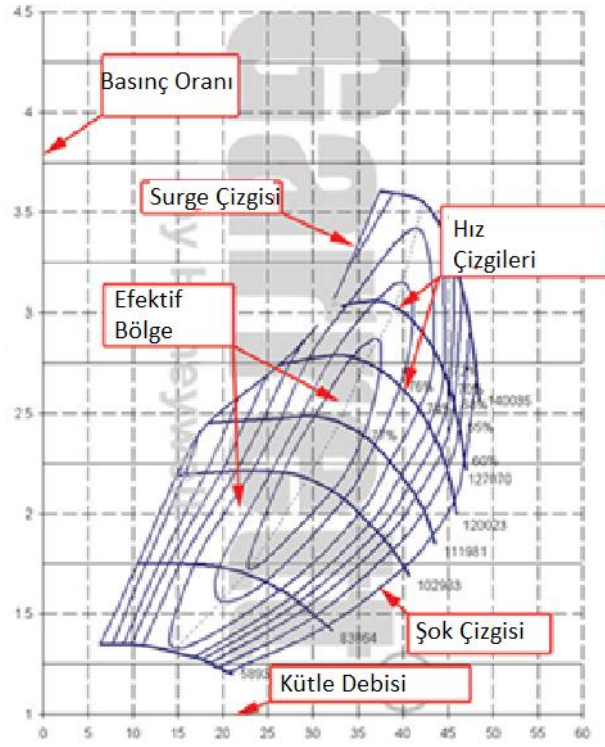
$$\text{Reaksiyon seviyesi} = \text{yimpeller} / \text{ykomponent}$$

Retro curved kanatlarda $r = 0.5$ olur. Retro curved kanatlı yapıya sahip kompresör diğer tasarımlardan verimlidir ve ivmelenmesi daha kolaydır. Kompresör için belirlenen basınç oranı kayıplar ve akıştaki kopmalardan dolayı tahmin edilen kadar yüksek olmayabilir. Verimlilik değerlerini de bu kayıplardan dolayı hesaplamak zordur, genelde teorik olarak değil deneysel olarak bulunmaktadır.

Turboşarjır kompresörleri, küçük jet motorları için çok güzel örneklerdir. Bu kompresörlerin dayanımı ve verimliliği açısından piyasadaki en iyi kompresörlerdir.

60mm impeller çapı için verimlilik değerleri %75 civarında iken daha büyük parçalar için bu değer %80'e kadar çıkabilmektedir.

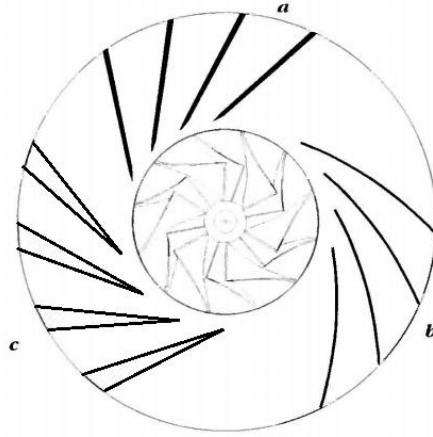
Kompresör karakteristik grafiğinde x-ekseni kütle debisi iken y-ekseni basınç oranıdır. Karakteristik çizgiler basınç oranı ve kütle debisinin dönme hızına bağlı değişimini verirler.



Şekil 2.14 : Kompresör performans haritası.

Difüzör:

İmpellerden çıkan hava bu bölüme gelir ve burada hızı düşürölüp, basıncı arttırılır ve eksenel yönde havayı yanma odasına aktarır. Kanat çeşitlerine göre üçe ayrılır.



Şekil 2.15 : a) Düz kanat b) eğimli kanat c) wedge kanat difüzör.

Wedge difüzöründe alanın optimizasyonu önemli bir parametredir. Difüzörde kanatçıkların açısı ile impellerden gelen akışın açısı aynı olmalıdır. Bu sağlanamadığında motor genelde çalışmamaktadır. Difüzörler kanatlı ve kanatsız olmak üzere ikiye ayrılır.

Küçük jet motorunda kullanılan difüzörler kanatlı yapıdadır. İmpeller çıkışında akış düzensizdir. Bu yüzden wedge kanatların başlangıcı impeller çapının 1.15 katından itibaren konumlandırılmalıdır. Bu modüle gaz girdikten sonra kanatların genişleme açısına göre yönelir. Burada akışın kopmaması önemlidir. Literatürde genişleme açısı 8-10 olarak verilmiştir.

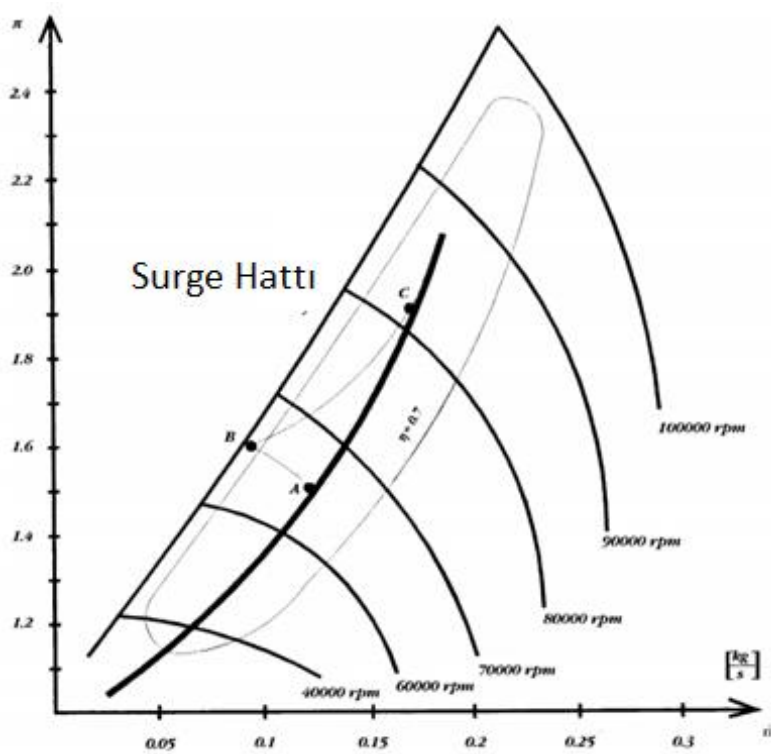
$$E = \text{Genişleme açısı} = 360/n$$

Daha fazla blade daha fazla sürtünme ve kayıp demektir. Difüzör dış çapı, en az impeller çapının 1.6 katı olmalıdır. Bundan düşük değerler verimliliği düşürür. İmpeller çıkışına kadar gaz yoğunluğu iki katına çıkarılmış, basıncı ve sıcaklığı arttırılmıştır.

Kompresör surge

Surge durumu ani ivmelenmede yaşanır. Motora ani güç verildiğinde Kütle debisi artmaz ancak basınç oranı artar, bu durum kompresörün surge limitini aşmasını sağlayabilir.

Türbin rotoru normalden küçük ise bu durum kütle debisini kısar ve surge'e neden olabilir. Bu durumda kompresör yeterince kütle basamaz fakat basınç yüksektir. Bu da surge'e neden olur.



Şekil 2.16 : Kompresör surge.

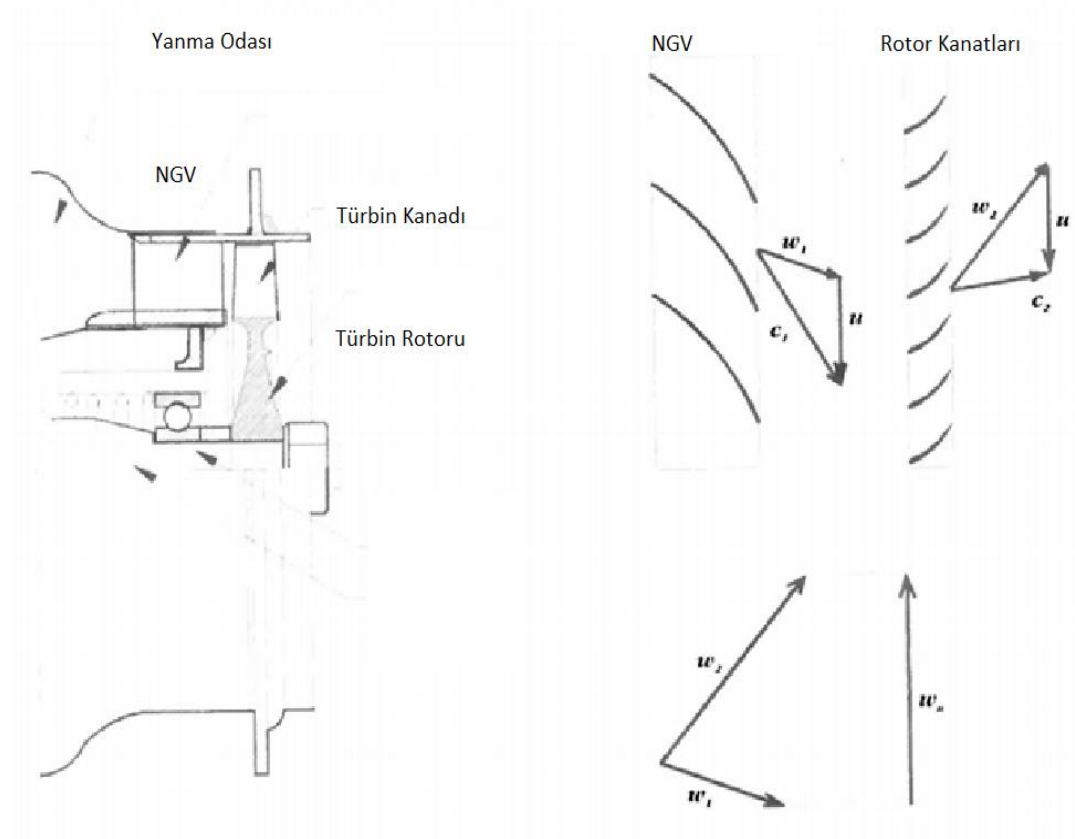
Aşırı salınım türbinde ısınma ve ses varsa cyclic surge yaşanıyor olabilir. Yakıt verildiğinde yanma odası gaz sıcaklığı artar, ancak rotor atalet momentinden dolayı ani tepki veremez, gaz yoğunluğu düşer, türbinde kütle debisi düşer, türbin kısa süreli olarak surge limitinde çalışır. Daha sonra rotor hızlanır, kütle debisi artar, yanma odası gaz sıcaklığı düşer ve stabilite sağlanır.

2.2.1.2 Türbin

Türbin yanmış gazın basıncını düşürüp kinetik enerji oluşturur ve bu enerjiyle kompresörün çalışmasını sağlar. Türbin komponenti ngv ve rotordan oluşur.

$$\text{Etkileşim seviyesi : } r = H_{\text{kanat}} / H_{\text{kademe}} = 0.5$$

Türbindeki akış kompresöre göre daha stabildir ve kayıplar bu modülden daha azdır.

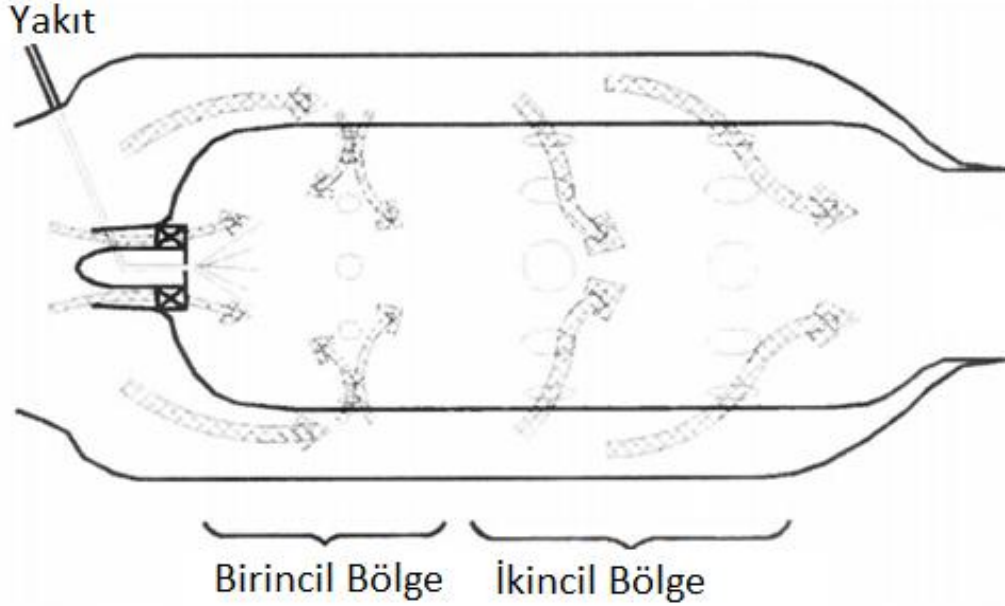


Şekil 2.17 : Türbin modülü akış açıları.

Gaz türbin modülünde hızlanır, genişler, basıncı yükselir, sıcaklığı düşer küçük jet motorlarında gaz hızı 450 km/s'ye kadar yükselir. Türbinden çıkan gaz aksenal olarak ilerlemeli, dönme hareketi yapmamalıdır. Bu verimlilik açısından önemlidir. Türbin tasarımında dikkat edilecek üç önemli nokta şöyledir; Türbin sonrası akışın aksenal olması, rotor dayanımının yüksek olması, verimliliğin yüksek olması.

2.2.1.3 Yanma odası

Yanma odası küçük motor için tasarımı en zor olan kısımdır. Bunun nedeni optimizasyonunun zor olmasıdır.



Şekil 2.18 : Yanma odası kesiti.

Yanacak olan gazın yanma odası içerisinde kaldığı sürenin çok kısa olmasından dolayı tasarım zorlaşmaktadır. Yaklaşık süre $1/500$ s 'dir. Bu süreç içerisinde yakıt-hava karışımı oluşmalı, yanmalı ve ikincil hava karışımına eklenmelidir. Yanma odası gerekenden kısa ise yakıtın bir kısmı yanar ve alev türbin bölgesine uzar.

Yanma odası optimizasyonu sadece yakıt tüketimini azaltmak veya türbin bölümünde yanma uzamasını engellemek değildir, motorun her durumda çalışmasını devam ettirecek bir tasarıma sahip olmalıdır.

Stabil yanma için karışım oranı önemlidir, burada yakıt-gaz karışımında yanmanın tamamen gerçekleşmesi için gerekli oksijen bulunmalıdır. Oksijen ideal orandan fazla ise fakir karışım, az ise zengin karışım oluşur. Oksijen miktarı fazla ise motorda alev sönmesi yaşanabilir. Küçük jet motorlarında yakıt ani kesilirse yakıt az-oksijen fazla durum oluşur kısa bir süre için, bu da motorun sönmesine neden olur.

Yanma büyük oranda birincil bölgede oluşur. Verimli bir yanma odası için en kritik bölgedir. Burada gaz sıcaklığı $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çıkar, yanma odası duvar sıcaklıkları $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar yükselir.

Yanmış gazın sıcaklığı Ngv 'ye geldiğinde $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında kalması isteniyorsa ,ikincil bölgede soğutucu gaz takviyesi yeterli düzeyde olmalıdır. Yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımı eşit olmalı ve türbin kanatçıklarının üst kısmı sıcak olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu türbinin dayanımı ve rulman bölgesine sıcaklık iletilmemesi açısından önemlidir.

Yakıt olarak kullanılan sıvının bıraktığı enerji miktarı önemlidir. Jp 4 iyi buharlaşması, düşük yanma sıcaklığı, stabil yanması ve hava ile iyi karışabilmesinden dolayı tercih edilir.

Küçük jet motorlarında karışımı oluşturmak için genelde buharlaştırma yöntemi kullanılır. Yakıt yanma odasına tüpler ile verilir ve yakıt bu tüplerden geçerek yanma odasına girene kadar ısınır. Recirculation denilen bir işlem ile yakıt yanma odasında tur yaparak geçer ve böylece yakıt buharlaşması sağlanır.

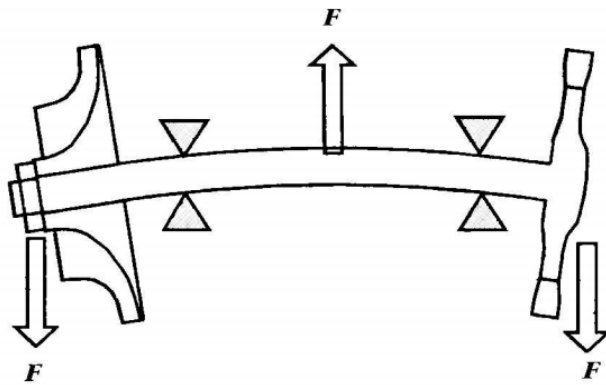
2.2.1.4 Şaft

Türbin motorları sadece yüksek rpm değerlerinde yüksek itki oluşturabilir. Dönme hızı da rotor boyutlarına göre belirlenir.

Bu nedenle rotor grubu devamlı hız limitlerinde çalıştığı için yüksek doğrulukta üretilmelidir. Düşük balanssızlık değerleri bile rotor üzerinde büyük yükler oluşturur.

Rotor tasarımında dikkat edilecek önemli konulardan biri de rezonanstır. Şaft uzunluğu-çapı, yatakların konumu, türbin ve impeller konumu-ağırlıkları doğal frekansın belirlenmesinde önemli rol oynar.

Şaftın çalışma hızı ile doğal frekans değeri arasında en az %30 uzaklık olmalıdır. Aksi taktirde rezonans ile şaftta gözle görülür eğilmeler meydana gelecektir.



Şekil 2.19 : Şaft deformasyon şekli.

Türbin-housing boşluğu rotor çapının %0.2'sinin geçmelidir. Bu durum verimliliği ciddi oranda düşürecektir. Küçük jet motorları için boşluk miktarı 0.3-0.5 mm aralığında kalmaktadır. Boşluğun 1mm'ye çıkması durumunda motor çalıştırılmayacak derecede verimsiz olacaktır.

Görevi türbinden kompresöre enerji iletmektir.şaft tasarımı doğal frekans değerinden %25 uzak şekilde çalışacak şekilde tasarlanmalıdır. Aksi taktirde aşırı titreşimden dolayı kompresör veya şaft bölümünden eğilecektir. Şaft grubunun hafif olması tepki gecikmesini önlemek ve yakıt tüketimini azaltmak için oldukça önemlidir.

2.2.1.5 Egsoz

Bu modülün görevi entalpiyi düşürmek, akışı düzenlemek ve ivmelendirmektir. Akış normalde türbinden türbülanslı bir halde çıkar egsoz konu bunu gidererek itkinin %25 artışını sağlar.



Şekil 2.20 : Çeşitli egsozlar.

KOMPRESÖR MODÜLÜ TASARIMI

Kompresör modülü yapısal tasarım aşamaları şöyle belirlenmiştir:

- impeller yapısal analizi,
- inlet yapısal analizi,
- difüzör yapısal analizi,
- impeller modal analizi,
- rotor grubu modal analizi,

Öncelikle analizi yapılacak parçalar için ayrodinamik analizler yapılarak ilk tasarım belirlenmeli ve bu model üzerinden termal analiz yapılarak yapısal analizler için sıcaklık datası oluşturulmalıdır.

İlk analizi yapılacak parçalardan biri inlet'tir. Bu parçaya yapısal analiz yapılarak deformasyon durumu incelenmelidir. Buradaki önemli olan nokta impeller ve inlet'in birbirine temasını önleyecek kadar boşluk oluşturmaktır. Bu boşluk miktarı arttıkça kompresör modülünün verimliliği azalmaktadır. Bu yüzden yapılacak olan optimizasyon önem taşımaktadır.

İkinci adım olarak impeller parçası analiz edilmelidir. Parçaya yük olarak ön yükleme, termal yükler ve dönme tanımlanmalıdır. Kanat boyunca uzama miktarı tespit edilip inlet ile karşılaştırılmalı. Gerilme miktarı özellikle çatlak oluşumuna uygun bölgelerde akma değerini aşmamalıdır.

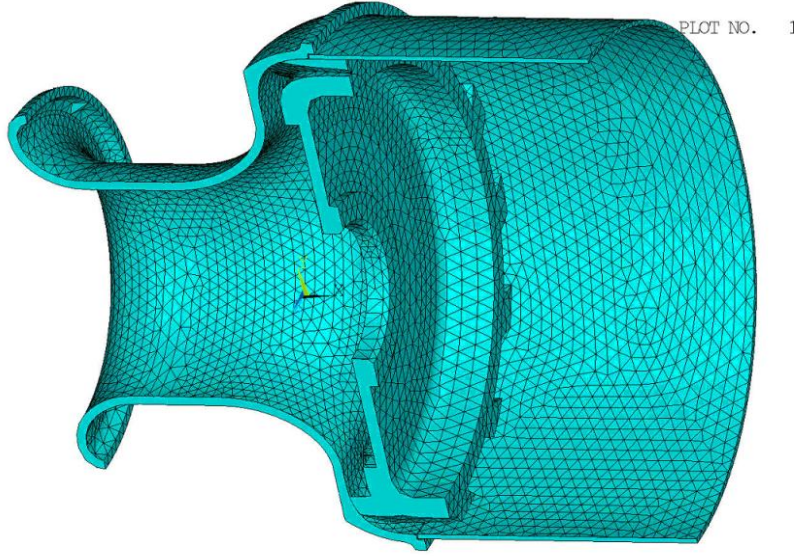
Difüzör parçasına akışın oluşturduğu basınç yükleri ve termal yükler uygulanarak kanatçıkların dayanımı incelenmelidir. İmpeller parçasına modal analiz yapılarak kanat titreşimi incelenmeli ve rezonanstan kaçınılmalıdır. Rotor grubuna impeller eklenerek modal analizi yapılmalı ve tasarladığımız kompresör ile rotor rezonansı oluşumu incelenmelidir.

Bu analizlerin hepsi yapıldıktan sonra sonuçlar detaylıca incelenmeli, sonuçları değerlendirirken tecrübelerden faydalanılmalıdır. Analizler boyunca birçok optimizasyon yapmak gerekmektedir. Bunlar ileriki bölümlerde aktarılmaktadır.

3.1 İnlet Tasarımı

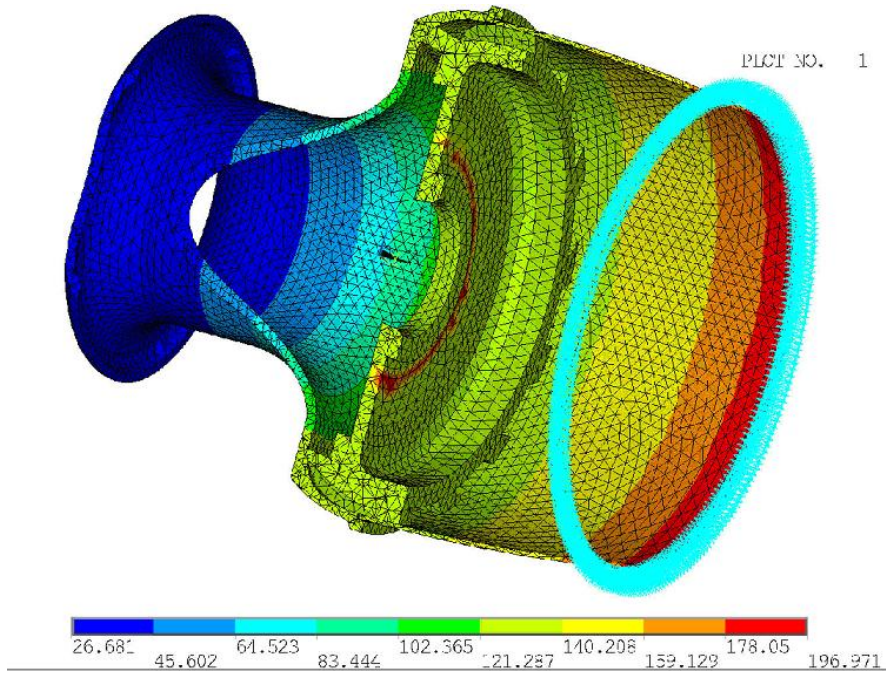
İnlet tasarımı ilk olarak aşağıdaki gibi belirlenmiştir. Bu geometri için termal analiz yapılacak sıcaklık yükü belirlenmiştir. [2]

Geometri resmi ve mesh yapısı Şekil 3.1'deki gibidir.



Şekil 3.1 : İnlet-difüzör ve casing mesh yapısı.

Termal yükler Şekil 3.2'deki gibi belirlenmiştir. Model casing bölgesinden silindirik koordinatlarda açısız çevresel olarak sabitlenmiştir.



Şekil 3.2 : Çevresel yükler eklenmiş model.

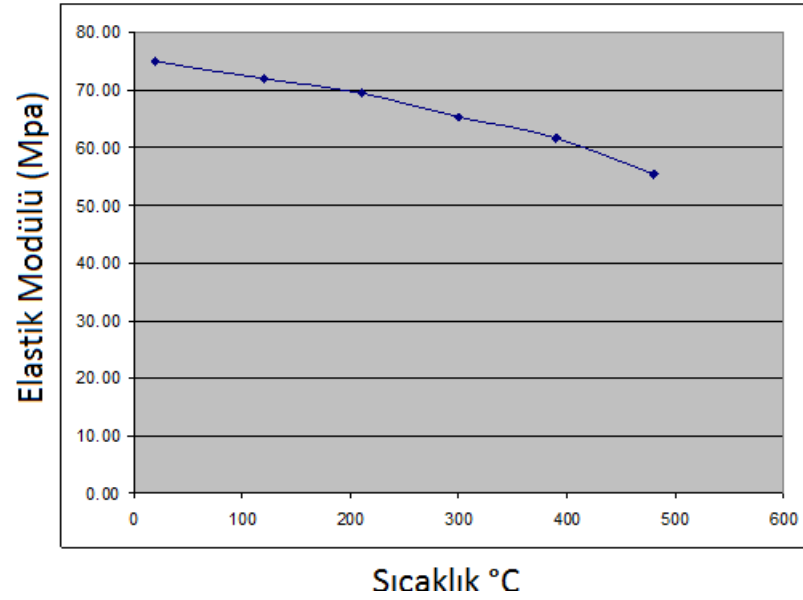
Termal yüklerin, yapısal analizlerin yapılacağı ANSYS programına aktarılması için SC03 programı kullanılmıştır. İnlet malzemesi olarak alüminyum 2124 kullanılmıştır.

Alüminyum malzeme bilgileri aşağıdaki grafiklerde belirtildiği gibidir.

Çizelge 3.1 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi

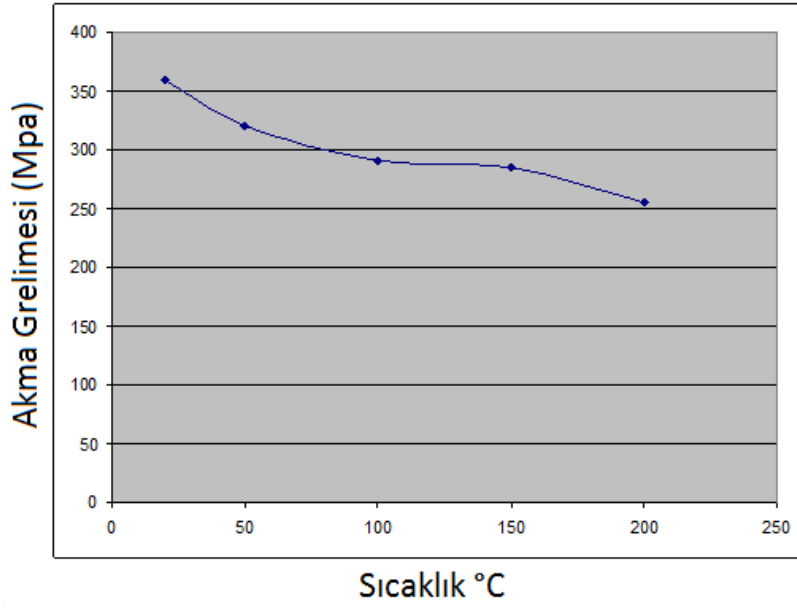
Yoğunluk(g/cm ³)	Sıcaklık(°C)	Poisson oranı
2.77	20	0.333

Elastik modülünün sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 3.3'teki gibidir.



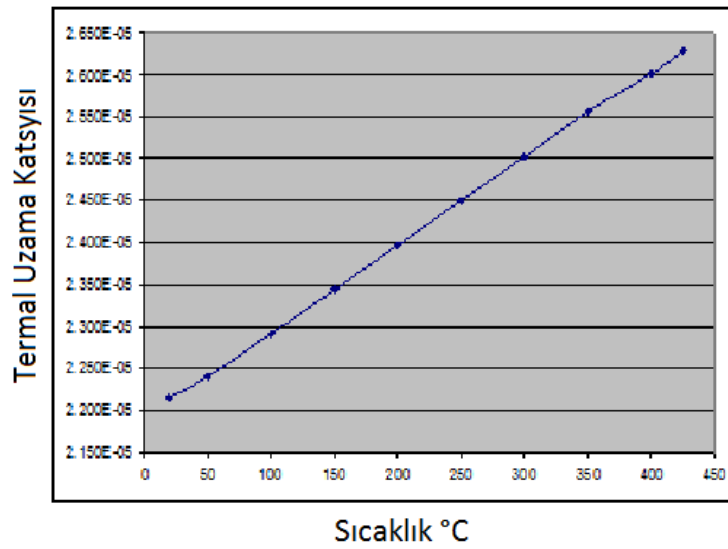
Şekil 3.3 : Elastik modülü grafiği

Akma gerilmesinin sıcaklığa bağlı değeri Şekil 3.4'teki gibidir



Şekil 3.4 : Akma gerilmesi grafiği.

Termal uzama katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 3.5'teki gibidir

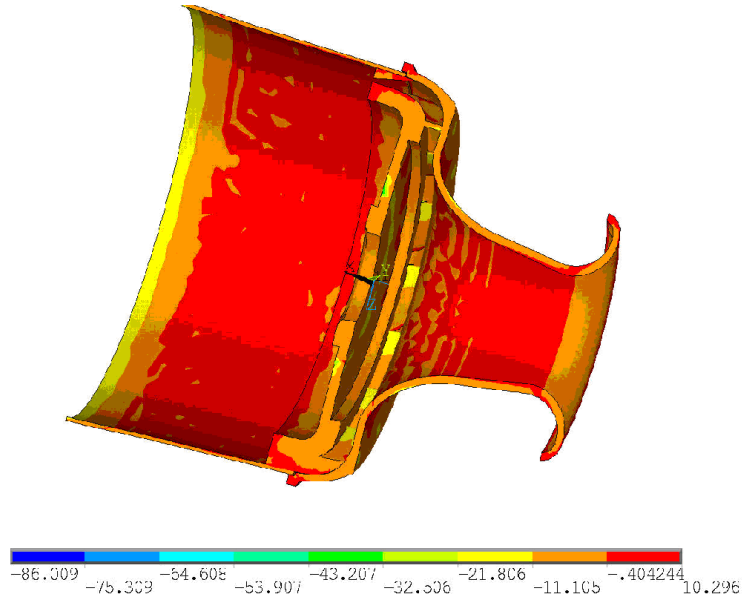


Şekil 3.5 : Termal uzama katsayısı grafiği.

Analizlerde yapılan kabullen şu şekildedir;

- Kontak yüzeyleri tanımlanmamıştır,
- Manevra yükleri analize dahil edilmemiştir,
- 2 boyutlu sıcaklık datası eksenel simetrik kabulü ile üç boyutlu yapıya aktarılmıştır,
- Civata ön gerilmeleri analize dahil edilmemiştir.

Bu koşullar altında inlet parçasının gerilme değeri Şekil 3.6'daki gibi oluşmuştur



Şekil 3.6 : Gerilme değeri dağılımı.

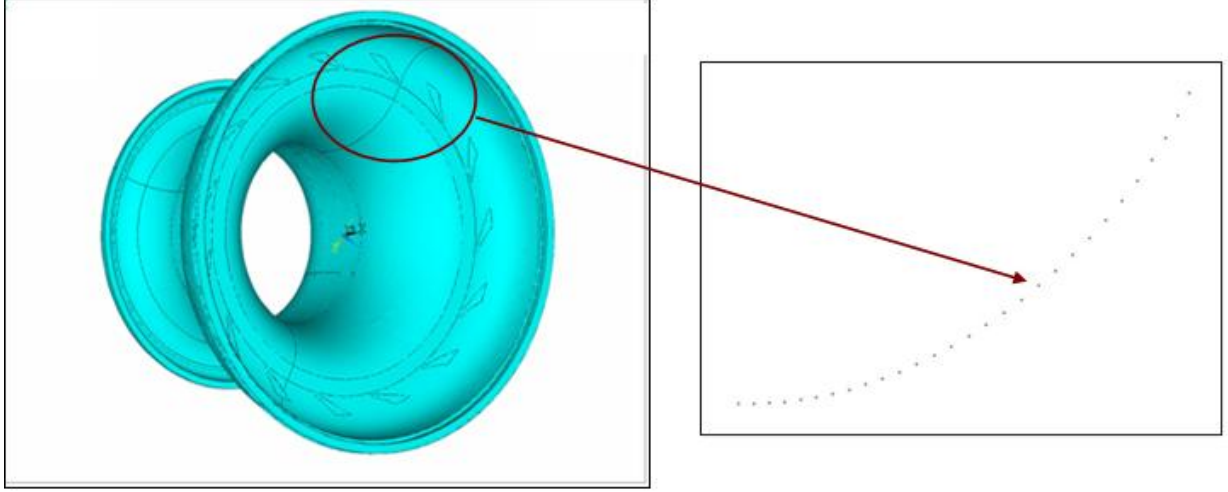
En yüksek gerilme değeri basma şeklinde 86 MPa olarak bulunmuştur. Malzemenin akma gerilmesi değeri 200 °C için 261 MPa olduğundan dolayı güvenlik katsayısı 1'in üzerinde kalmıştır. Yapılan analizlere göre belirtilen yükleme şartlarında inlet parçasında plastik deformasyon beklenmemektedir.

Güvenlik katsayısı = Akma gerilmesi/en yüksek gerilme değeri = $261/86 = 3.034$

İnlet ile impeller arasındaki boşluğun optimum değerde olması motorun performansı ve güvenli çalışması için önem arz etmektedir. İmpeller ile inlet arasındaki bir sürtme olması durumunda motor ciddi derecede hasar alıp çalışamaz duruma gelmektedir. Bu parçalar arasında motor çalışır ve çalışmaz haldeki durumları için radyal boşluk miktarı incelenmelidir. Aşağıdaki resimde inlet parçasının impeller kanatçıkları ile hizalanan kısmının radyal deformasyonu incelenmiştir.

İnlet kanadının hizasındaki radyal deformasyon aşağıdaki gibi oluşmuştur:

Radyal deformasyon resim:

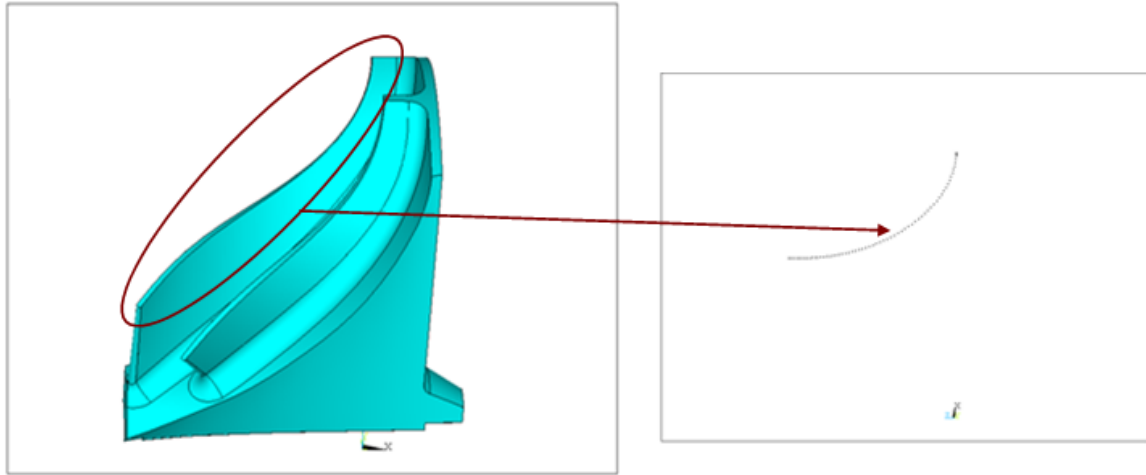


Şekil 3.7 : Karşılaştırılan noktaların görünümü.

Bu hat boyunca deformasyon değerleri aynı aralıklarla seçilen 11 nokta için şöyle olmuştur: 0.018, 0.02, 0.022, 0.026, 0.03, 0.035, 0.041, 0.05, 0.061, 0.073, 0.093 mm.

Aynı konumdaki değerler impeller analizinden alınacak kanatların deformasyonu ile karşılaştırılacak ve aradaki radyal boşluğun motor eksenine boyunca değişimi incelenmiş olacaktır.

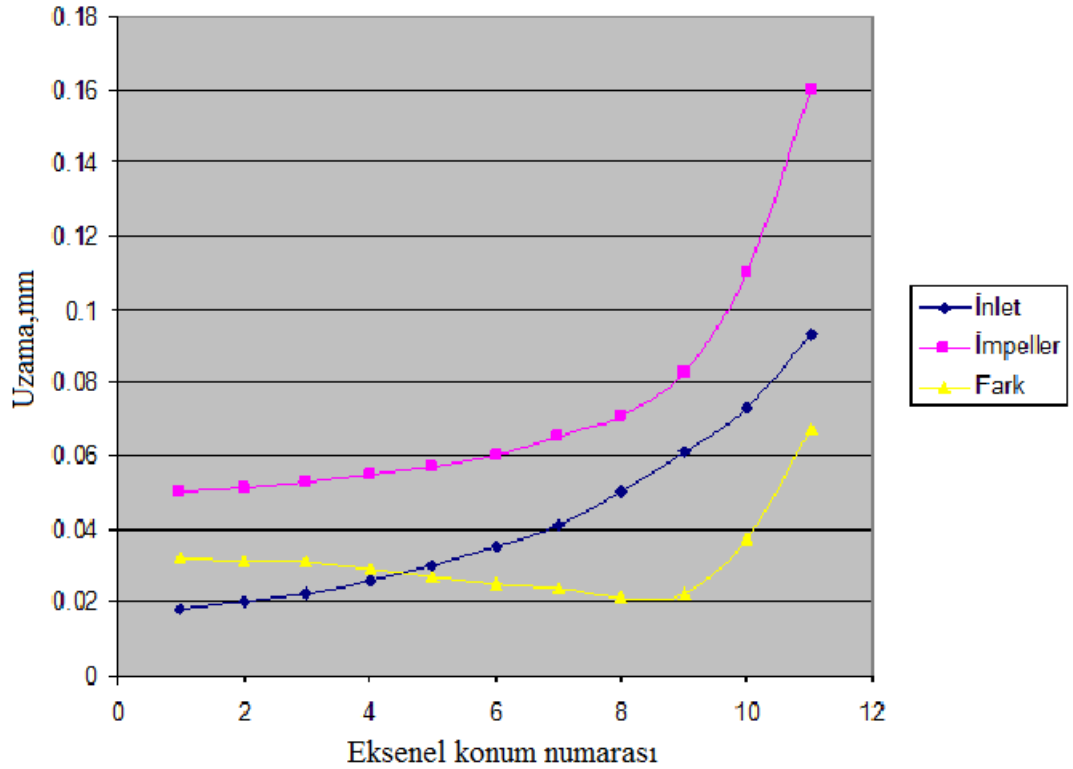
İmpellerin analiz sonuçlarına göre deformasyon aşağıdaki gibi oluşmuştur:



Şekil 3.8 : Karşılaştırılan noktaların görünümü.

Eksenel yönde belirlenen 11 nokta için radyal deformasyon değerleri şöyle oluşmuştur: 0.05, 0.051, 0.053, 0.055, 0.057, 0.06, 0.065, 0.071, 0.083, 0.11, 0.16 mm.

Aradaki değişimi aşağıda belirtildiği gibi oluşmuştur:



şekil 3.9 : İnlet-impeller arası boşluk değişimi.

Aradaki fark maksimum 0.067 mm olarak belirlenmiştir. Bunun yanında rotor grubunun 0.1 mm orbit ile çalışması ve şaft yataklama toleranslarını da ekleyince bu değer yaklaşık 0.2 mm'ye kadar çıkılmaktadır. Sonuç olarak tasarımıda bir miktarda güvenlik payı bırakılarak 0.25 mm radyal boşluk bırakılmasına karar verilmiştir. Aradaki boşluk miktarı ilk çalışma anında en fazla olacak ve maksimum hıza yaklaştıkça bu boşluk kapanacaktır. Bu nedenle ilk çalışma anında verimlilikte bir düşüş yaşanacaktır.

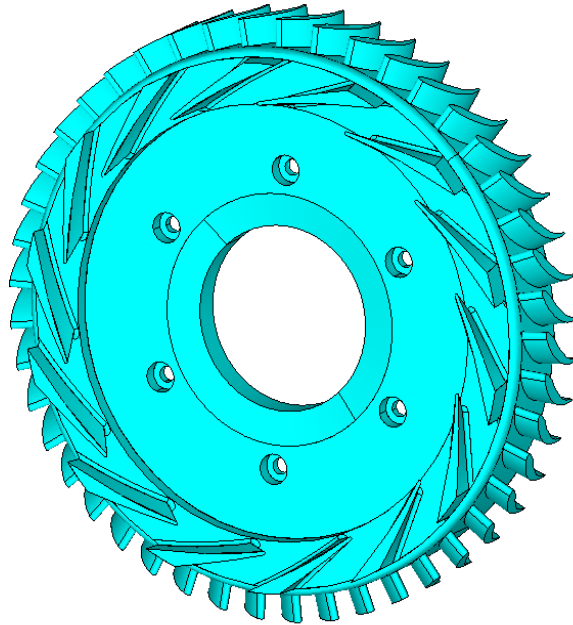
Yapılan hesaplara göre 0.5 mm boşlukta %5 civarında bir kayıp olmaktadır verimlilikte. Boşluk miktarı 1mm'yi geçtiğinde ise motor çalışmamaktadır. 0.25 mm boşluk ile yapılan tasarım, testler ile doğrulanmıştır. 110 kRPM hızında yapılan uzun süreli testler sonucunda herhangi bir sürtme izine rastlanmamış ve boşluk miktarı 0.25 mm olarak sabitlenmiştir

3.2 Difüzör Tasarımı

3.2.1 Birinci model yapısal analizi

Difüzör komponentinde radyal olarak impellerden gelen hava kanatçıklar sayesinde düzenlenerek aksel hale getirilir. Bu işlem sürecinde üzerinden geçen basınçlı ve sıcak hava ile metal sıcaklığı artacaktır. Difüzör parçasına ilk olarak termal analiz yapılmıştır, bu analizle elde edilen metal sıcaklığı değerleri ANSYS programında Çözüm noktalarına işlenecek ve böylece termal yükleme tamamlanacaktır.

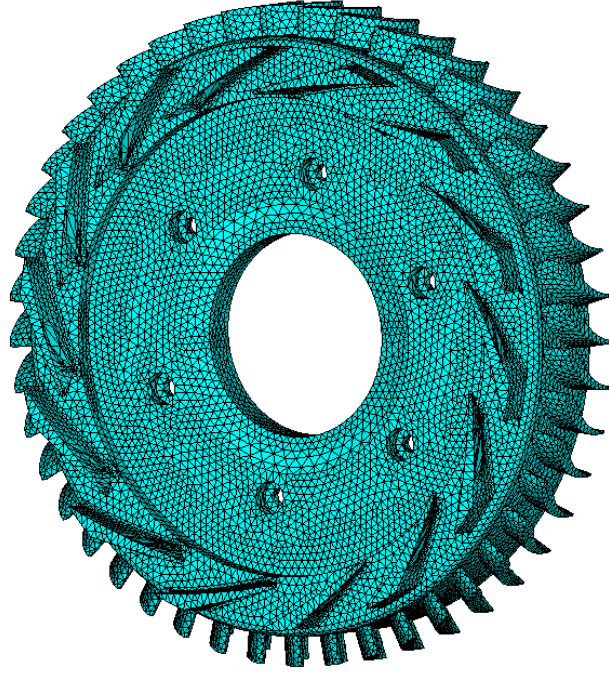
İlk olarak difüzörün mekanik tasarımı yapısal analizin yapılabilmesi için sadeleştirilmiştir. Sonuca etki etmeyecek detaylar modelden kaldırılmıştır.



Şekil 3.10 : Difüzör modeli.

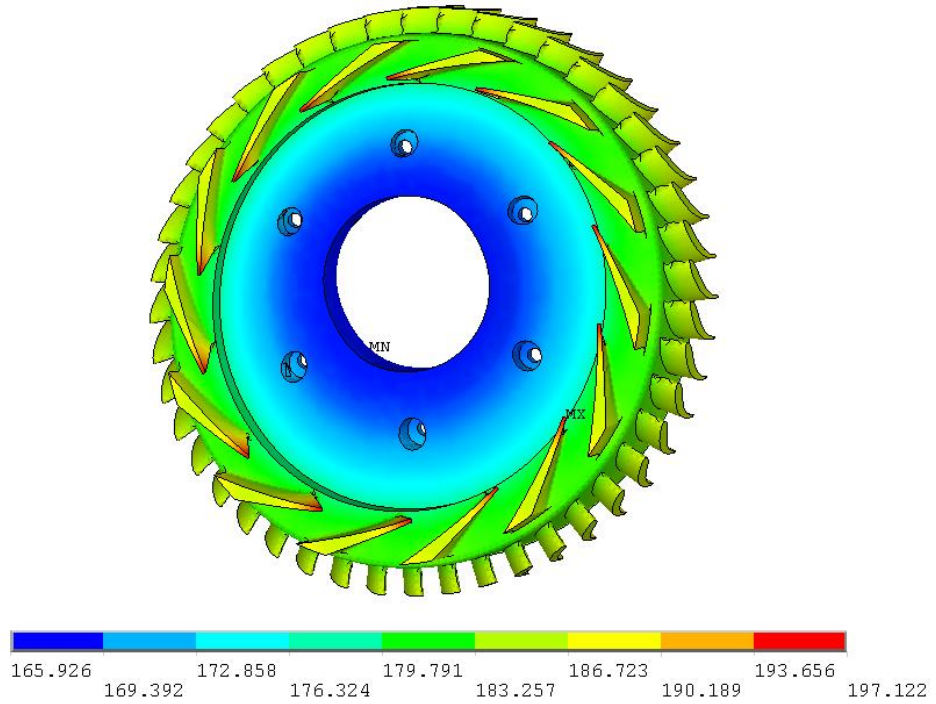
Model üzerinde özellikle incelenmesi gereken yerler kanatçıklardır. Çünkü sıcaklık farklılıkları ve akışkan basıncı esas olarak bu parça üzerinde oluşmaktadır.

Modele mesh atılmıştır, sonucu Şekil 3.11'deki gibidir.



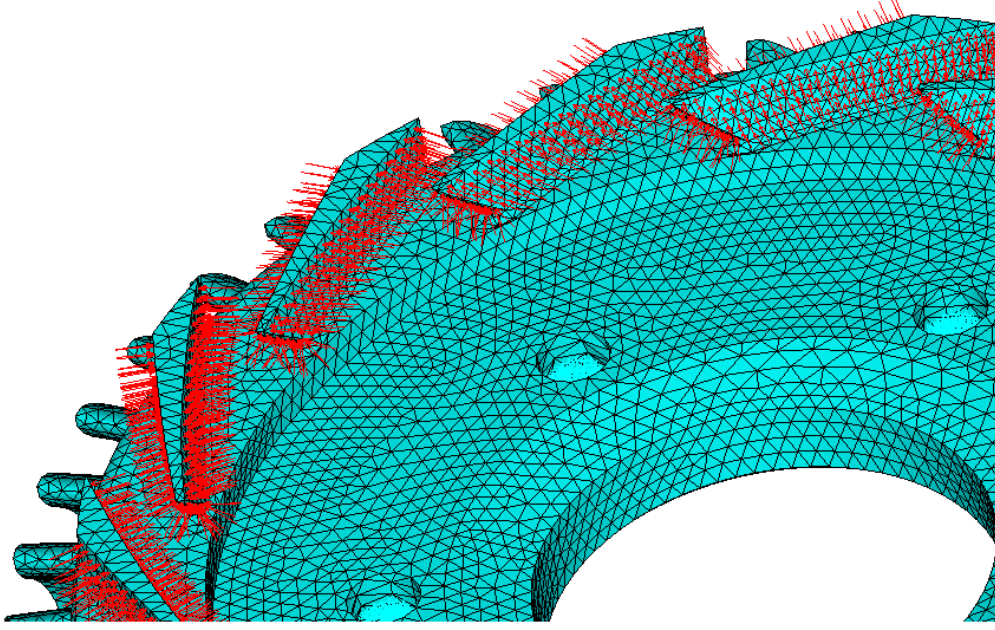
Şekil 3.11 : Difüzör mesh modeli.

Mesh atıldıktan sonra termal veriler yüklenmiştir.



Şekil 3.12 : Difüzör termal modeli.

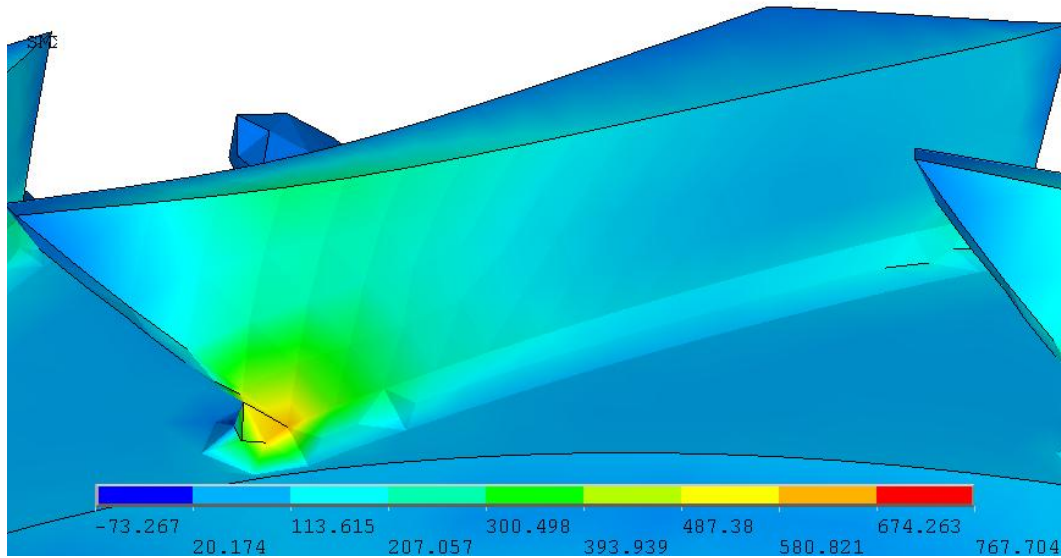
Modele ayrodinamik etkilerle oluşan basınç da eklenmiş ve aşağıda görülen model elde edilmiştir, basınç dağılımı NUMECA CFD programından alınmıştır.



Şekil 3.13 : Kanat üzerine tanımlanan gaz basıncı görünümü.

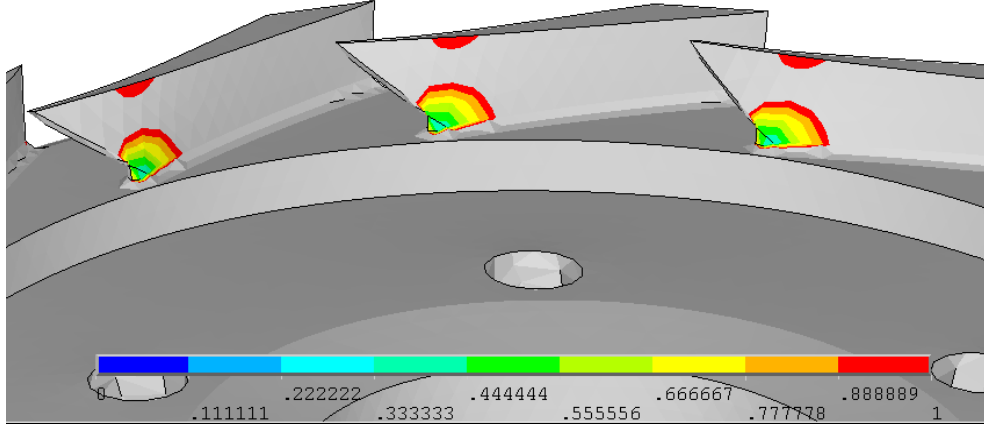
Difüzör civata bağlantılarından sabitlenmiş ve çözüm alınmıştır. Bu durum için sonuçlar elde edilmiştir.

Yapılan analizin sonucunda gerilme değerleri Şekil 3.14'deki gibidir.



Şekil 3.14 : Kanat üzerine gerilme dağılımı.

Güvenlik katsayısı dağılımı incelenmiştir.



Şekil 3.15 : Kanat üzerine güvenlik katsayısı dağılımı.

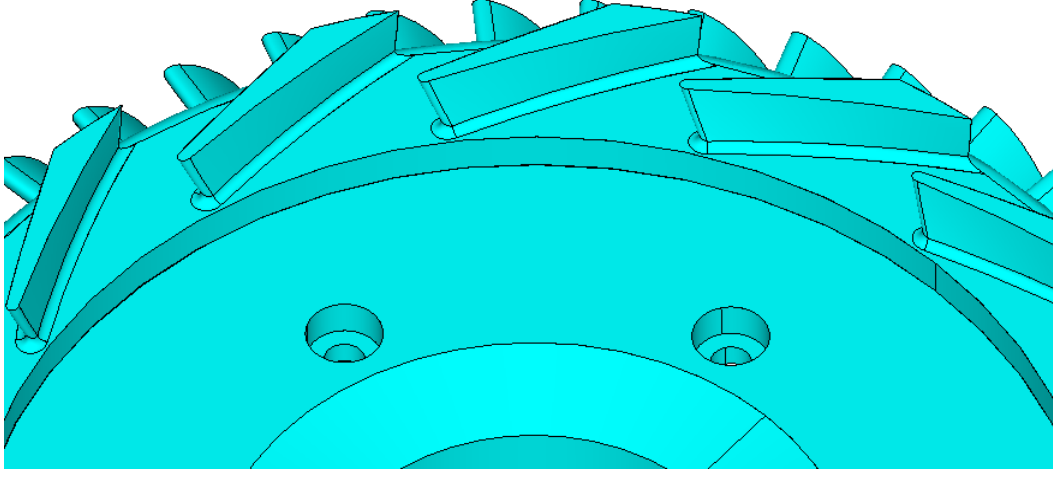
Yapılan testlerde gerilmelerin yüksek olduğu bölgelerde kırılmaların gerçekleştiği görülmüş ve analiz sonuçlarına göre tasarım değişikliğine karar verilmiştir.



Şekil 3.16 : Hasara uğramış difüzör.

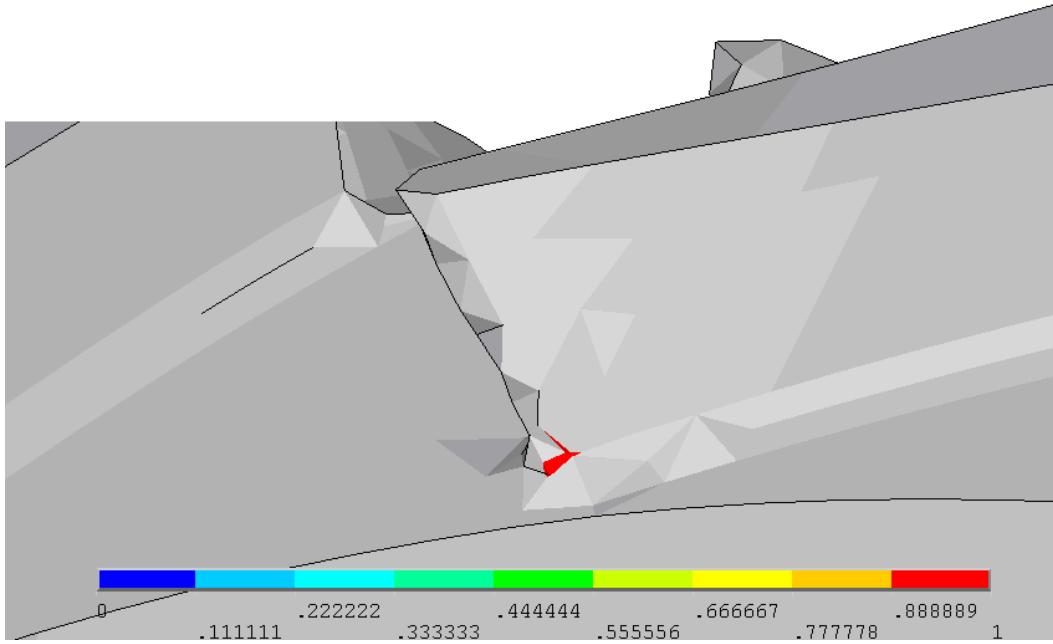
Analiz sonuçları değerlendirilip blade uzunluğunun kısaltılması gerektiği karar laştırılmıştır. Bunun üzerine yapılan tasarım ve sonuçları aşağıdaki gibi oluşmuştur.

3.2.2 İkinci model yapısal analizi



Şekil 3.17 : Kanat yapısı değiştirilmiş difüzör modeli.

Güvenlik katsayısı dağılımı yeni model için de oluşturulmuş ve fark gözlenmiştir.



Şekil 3.18 : Kanat üzerinde güvenlik katsayısı dağılımı.

Parça ile 10 saatlik yoğunlaştırılmış motor testi yapılmış ve yapılan incelemeler sonucu herhangi bir hasara rastlanmamıştır

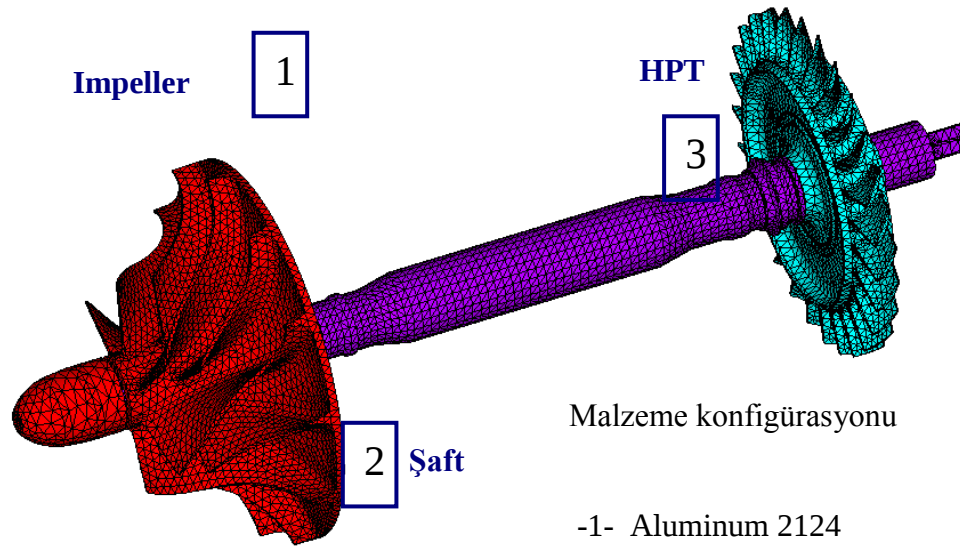
3.3 Kompresör Modülünün Şaft Tasarımına Etkilerinin İncelenmesi

Bu analizin amacı mevcut kompresör modülü ile oluşan rotor dinamiği yapısını incelemek ve şaftın doğal frekans değerlerini motorun çalışma aralığının dışına çekmektir. [3]

Analiz için öncelikle impeller, şaft ve türbin modülleri tasarlanmalıdır. Bu komponentler belli olduktan sonra genel bir şaft tasarımı yapılmalı ve doğal frekans değerlerine göre şaftın kalınlığı, uzunluğu ve rulmanların konumu belirlenmelidir.

Motor tasarımında iki adet rulman kullanılması ön görülmektedir. Genel tasarım olarak parçalar Şekil 3.19'daki gibi belirlenmiştir. Oluşturulan modele ANSYS'te mesh yapısı oluşturulmuştur.

3.3.1 Şaft modal analizi



Malzeme konfigürasyonu

- 1- Aluminum 2124
- 2- Paslanmaz Çelik
- 3- Inconel 718

Şekil 3.19 : Rotor grubu tasarımı.

Modelde türbin inconelden, şaft çelikten, impeller ise alüminyumdan yapılmıştır. Modelde 133992 eleman kullanılmıştır. Eleman tipi olarak Solid95 kullanılmıştır.

3.3.2 Malzeme bilgileri

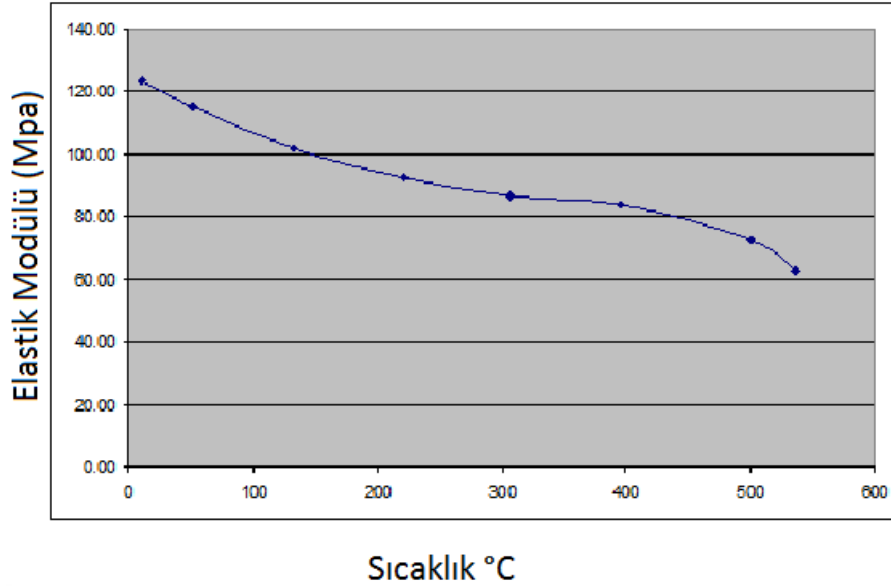
Alüminyum 2124 'ün malzeme bilgileri önceki sayfalarda verilmiştir. İnconel718, paslanmaz çelik ve titanyum malzeme için analizlerde kullanılan malzeme bilgisi literatür ve malzeme testlerinden aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

Titanyum malzeme bilgileri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 3.2 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi

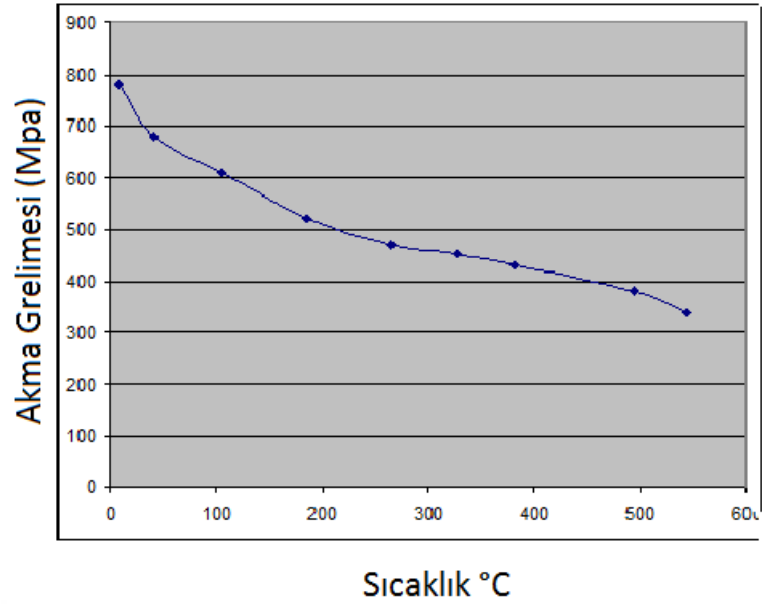
Yoğunluk(g/cm ³)	Sıcaklık(°C)	Poisson oranı
4.13	20	0.312

Elastik modülünün sıcaklığa bağlı değişimi incelenmiştir.



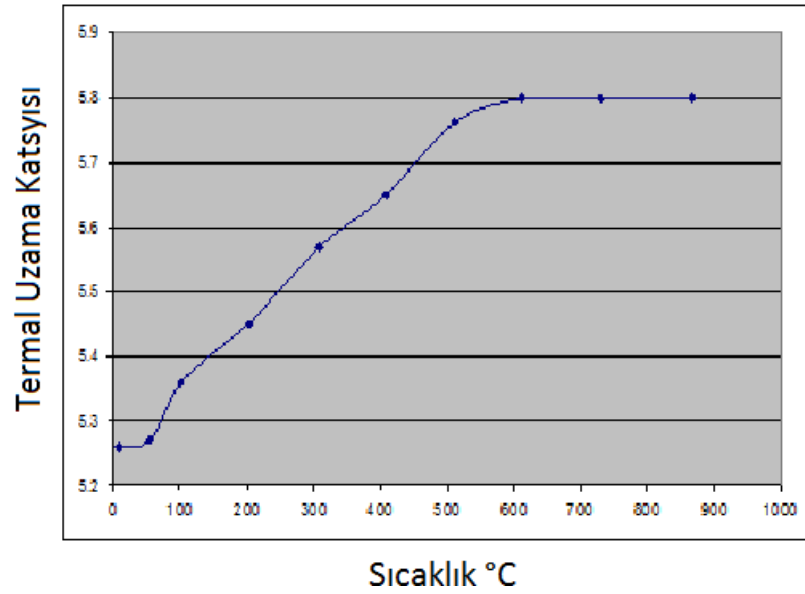
Şekil 3.20 : Elastik modülü grafiği

Akma gerilmesinin sıcaklığa bağlı değişimi incelenmiştir.



Şekil 3.21 : Akma gerilmesi grafiği

Termal uzama katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 3.22'deki gibidir.



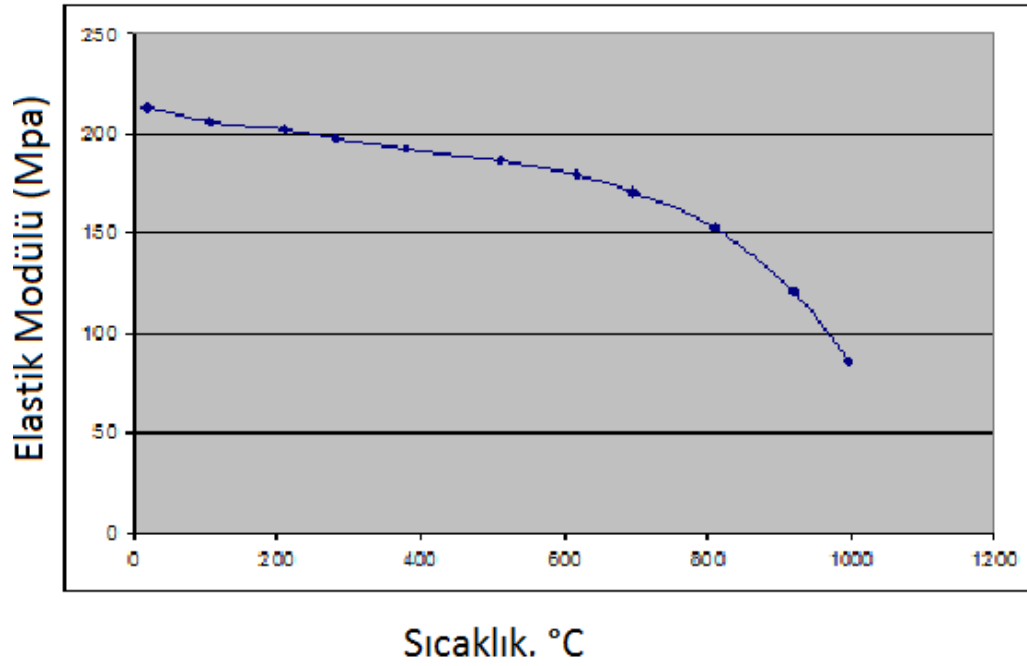
Şekil 3.22 : Termal uzama katsayısı grafiği.

İnconel 718 malzeme bilgileri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 3.3 : Sıcaklığa bağlı poisson ratio ve yoğunluk değişimi

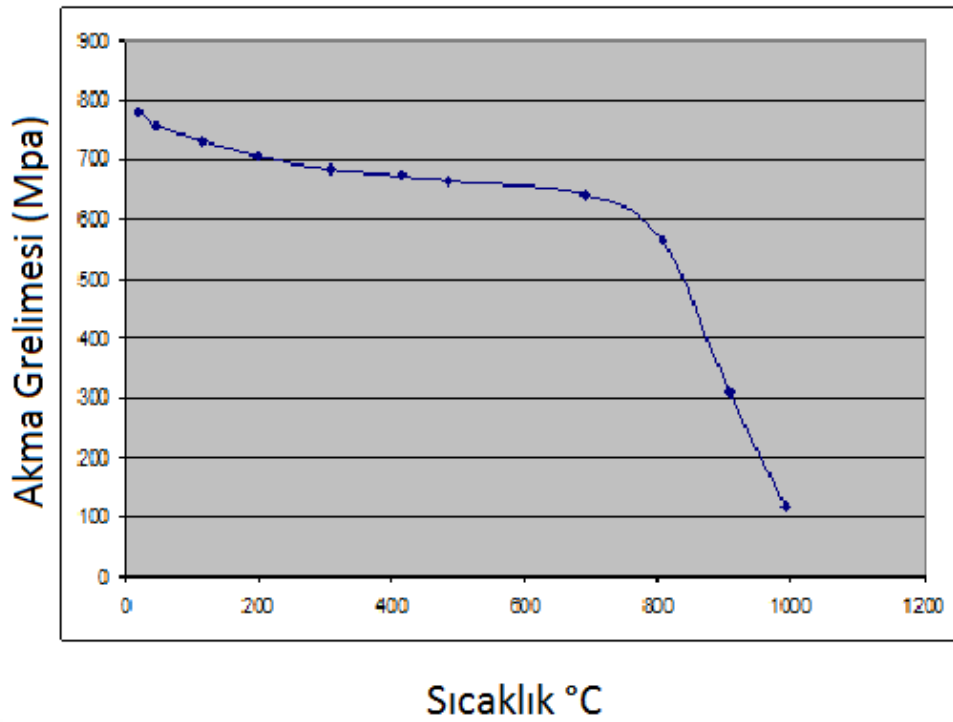
Yoğunluk(g/cm ³)	Sıcaklık(°C)	Poisson oranı
8.25	20	0.31

Elastik modülünün sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 3.23'teki gibidir.



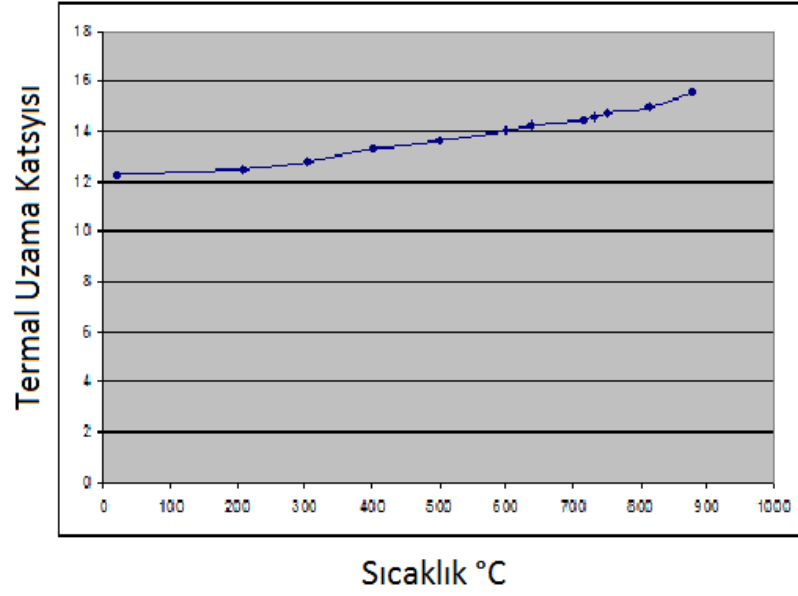
Şekil 3.23 : Elastik modülü grafiği

Akma gerilmesinin sıcaklığa bağlı değeri Şekil 3.24'teki gibidir.



Şekil 3.24 : Akma gerilmesi grafiği

Termal uzama katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi incelenmiştir.



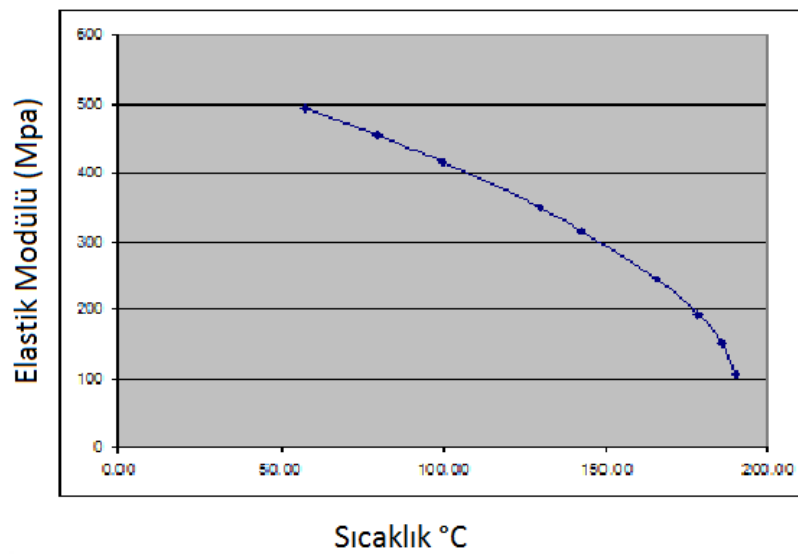
Şekil 3.25 : Termal uzama katsayısı grafiği.

Paslanmaz çelik malzeme bilgileri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 3.4 : Sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi

Yoğunluk(g/cm ³)	Sıcaklık(°C)
7.83	20

Elastik modülünün sıcaklığa bağlı değişimi incelenmiştir.



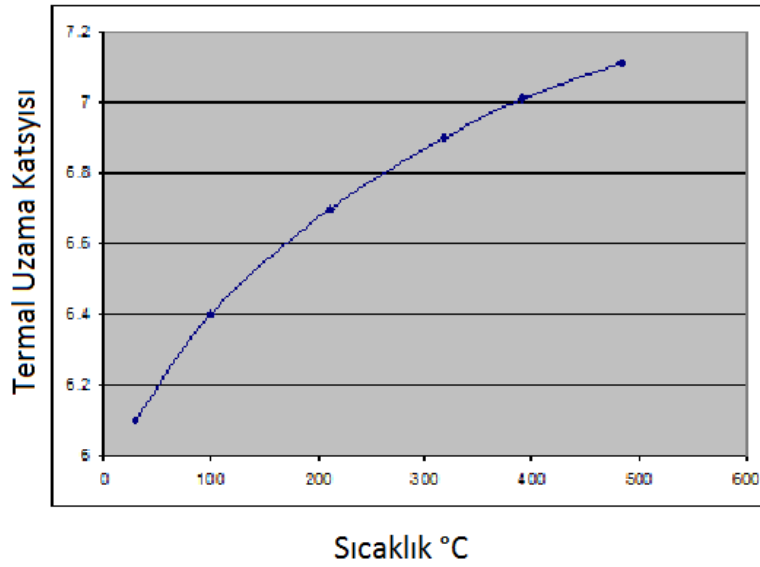
Şekil 3.26 : Elastik modülü grafiği

Akma gerilmesinin sıcaklığa bağılı değeri elde edilmiştir.

Çizelge 3.5 : Sıcaklığa bağı yoğunluk değışimi

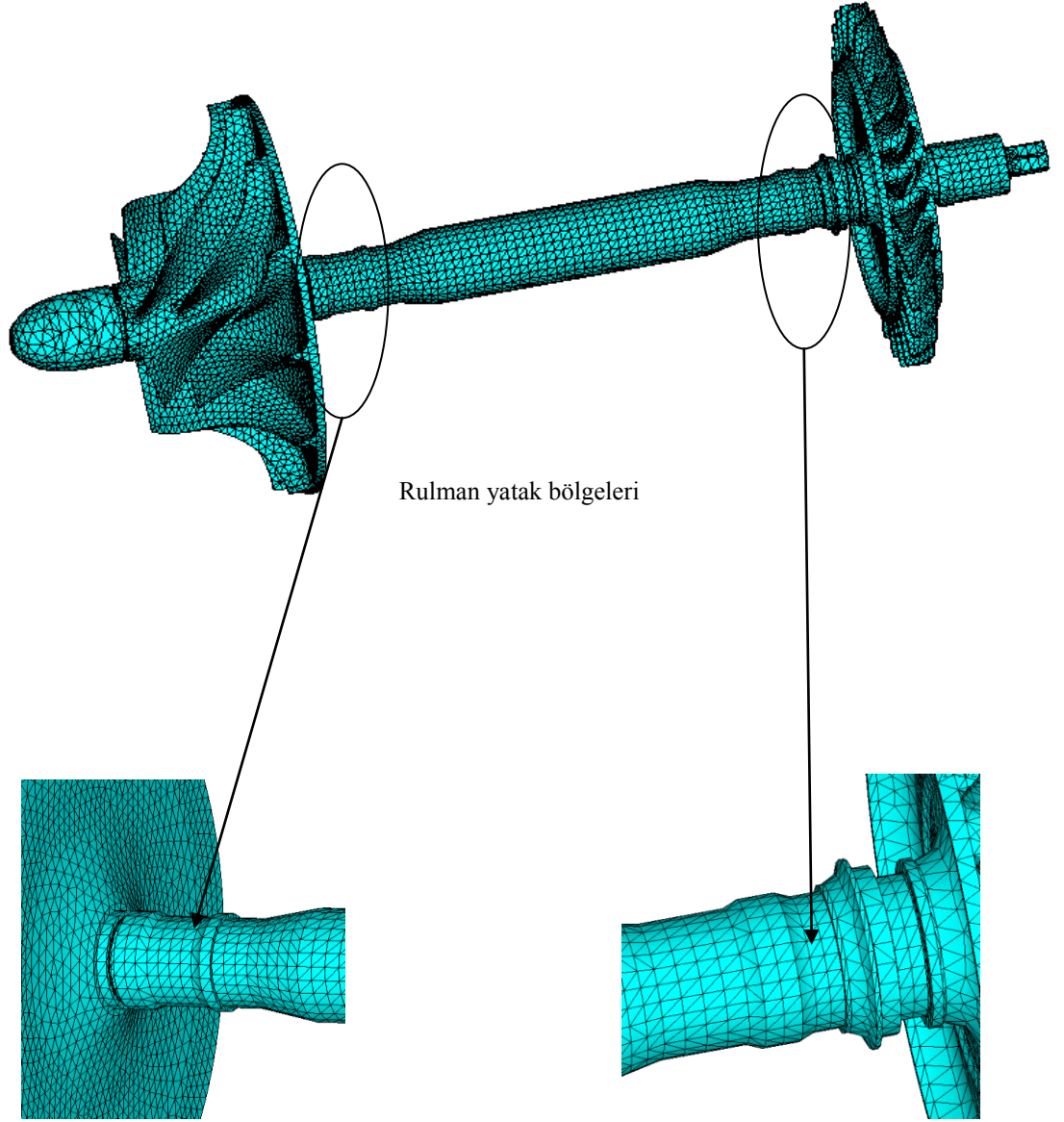
Akma gerilmesi (Mpa)	Sıcaklık(°C)
687	20
690	100

Termal uzama katsayısının sıcaklığa bağı değışimi incelenmiştir.



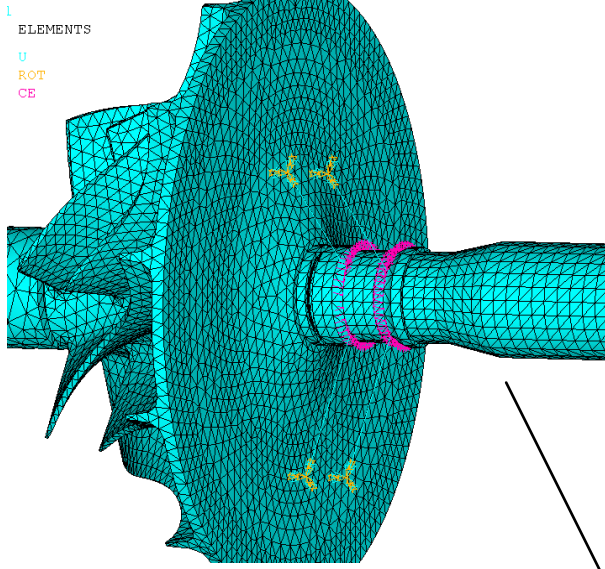
Şekil 3.27 : Termal uzama katsayısı grafiğı.

Analiz modeline rulman stiffnessını temsil edecek yay elemanları eklenmiştir. Rulmanın yalnızca iç halkaları modellenmiştir. Yatakların konumları ve ölçüleri modelleme ve analiz açısından kritik öneme sahiptir. Bu yüzden yapılan iterasyonlarda bu iki değışkene önem verilmiştir.

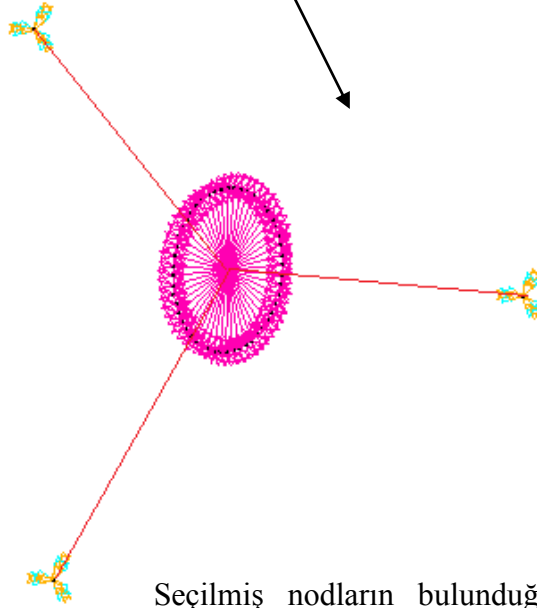


Şekil 3.28 : Yataklama bölgeleri detay görünümü

Yatak bölgesi serbestlik derecesi bu bölgelerde belirlendiği için yoğun olarak mesh edilmiştir.



Yatak yüzeyinde ki nodlar seçildi ve yüzeyin merkezinden geçen bir master nod ile rijit bölge oluşturuldu.



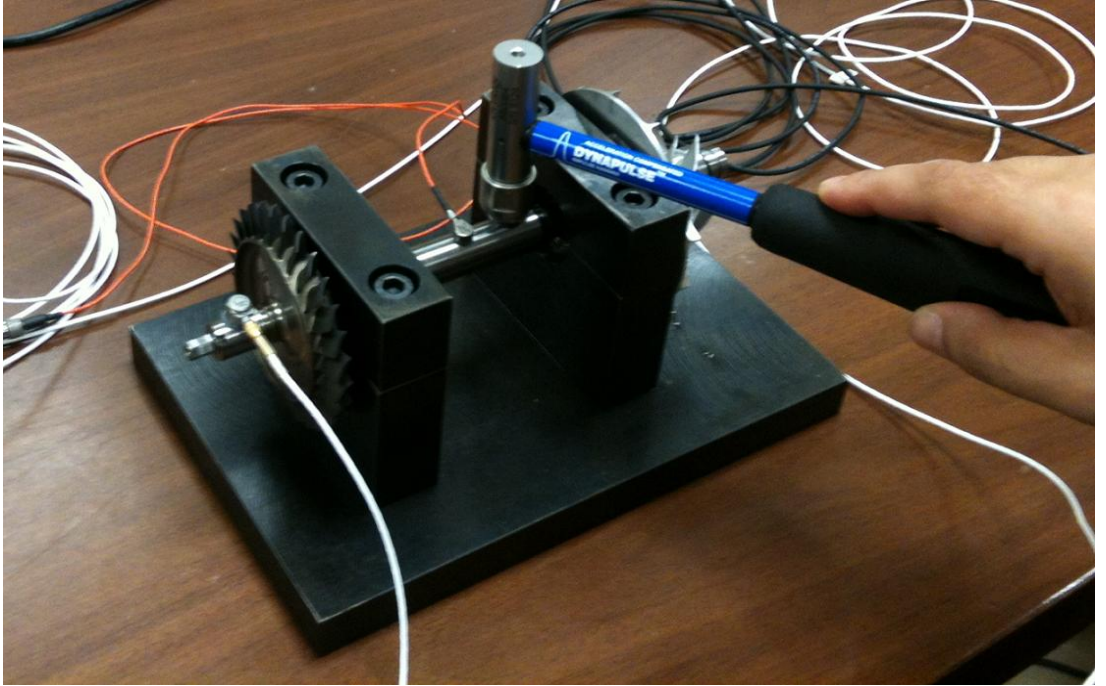
Seçilmiş nodların bulunduğu yüzeyde üç nod (20,0,0; 0,20,0 ; 0,0,20) daha oluşturulmuştur. Ve bu nodlar ile combine14 elementleri atanmıştır.

Şekil 3.29 : Yataklama bölgeleri Analiz modeli görünümü.

Yeni oluşturulmuş üç nod tüm yönlerde sabitlenmiş ve önce ki tecrübelerden elde edilen bilgiler ile kombin elementlerin katılık değeri 740000 olarak tespit edilmiştir. Bu değer çekiç testi ile elde edilmiştir.

3.3.3 Çekiç testi

Çekiç testinin yapılma nedeni rulman grubunun stiffnessını tespit etmektir. Bu değer analizlerde şaftı sabitlemek amaçlı kullanılan yay elemanlarına girdi olacaktır ve doğal frekans değerinin tespitinde önemli bir veri olacaktır. Çekiç testi için öncelikle şaft grubunu sabitlemek amaçlı rijit bir destek sistemi yapılmıştır. Bu test tablasının tasarımını yapıldıktan sonra modal analizi yapılmış ve birincil doğal frekans değerinin 2830 Hz olması sağlanmıştır. Bu değer şaft grubunun ilk iki doğal frekansından %50'den büyük oranda fazladır. Böylelikle test sırasında 2000 Hz yani 120 kRPM'e kadar yalnızca şaft grubunun frekansları görülecektir.



Şekil 3.30 : Çekiç testi düzeneği görünümü.

Çekiç ucu olarak metal uç kullanılmıştır. Çözümleyici program olarak LMS programı kullanılmıştır. Öncelikle çekiç testi yapılarak doğal frekans değerleri bulunmuştur. Test yapılan şaft grubu birebir olarak ANSYS programında oluşturulmuş ve rulmanlar, üç yönde bulunan yaylar ile analizde temsil edilmiştir. Bu yaylara çeşitli katılık değerleri verilmiş ve test ile eşleşmesini sağlayan 740000 N/mm katılık değerine ulaşılmıştır. Bu değer aynı rulman mekanizmasına sahip diğer şaft grupları için de girdi olarak kullanılmıştır.

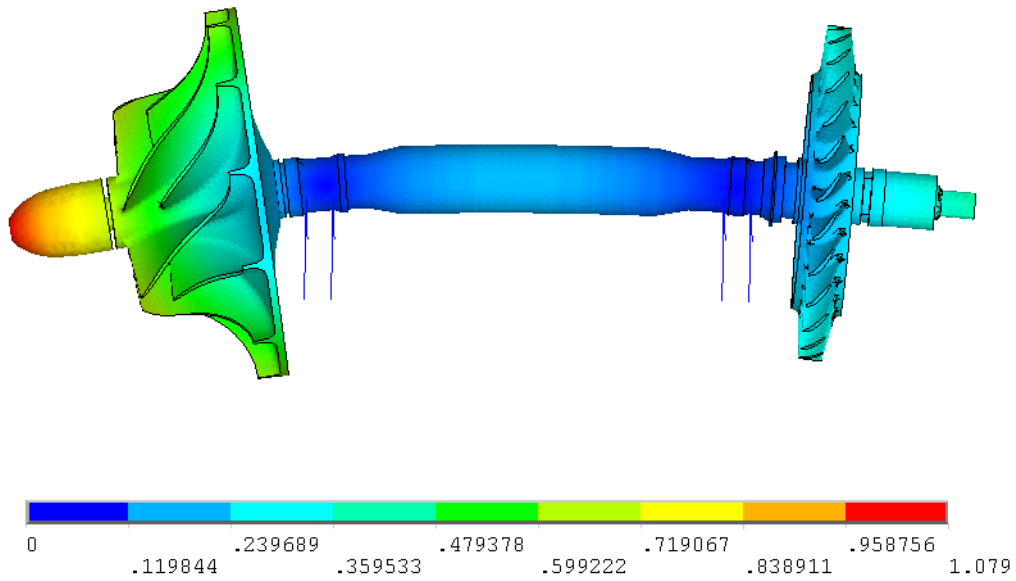
3.3.3.1 Kabul ve ihmaller

Bu çalışma doğal frekans mod değerlerinin motor isterleri ile çakışmaması amacıyla yapılmıştır ve bu kapsamda çeşitli ihmal ve kabuller yapılmıştır:

- Yüzey kontaktları tanımlanmamıştır.
- Analiz modeli sadeleştirmelerinden dolayı oluşan kütle kaybı ihmal edilmiştir.
- Ön gerilmelerin etkisi ihmal edilmiştir.
- Rulman bilyalarının kontakt oluşturduğu iç yüzeyin silindirik çizgi olduğu kabul edilmiş ve bu seçili nodlar ile simule edilmiştir.

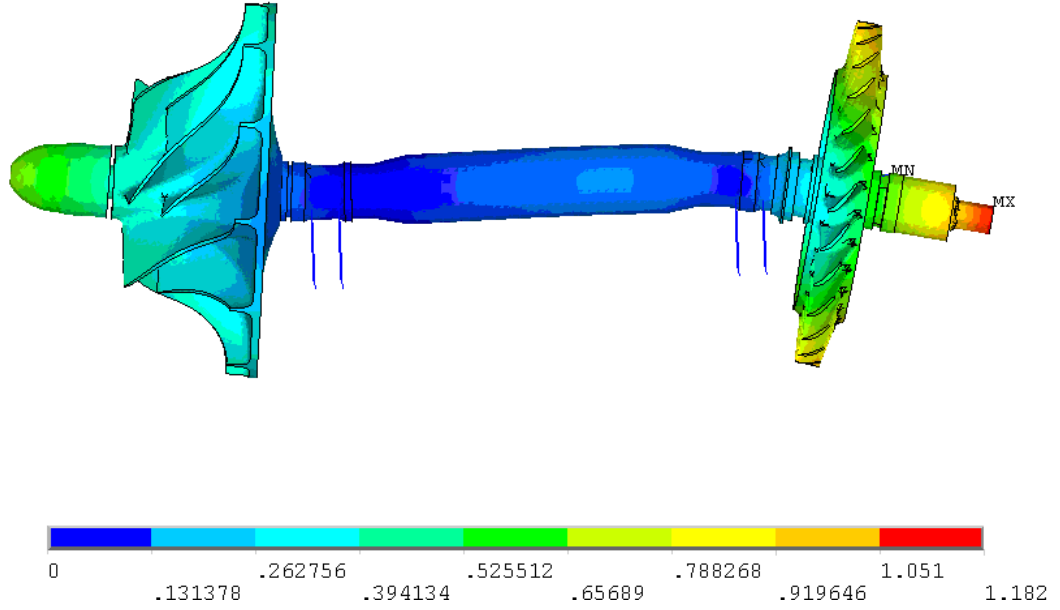
Bu kabuller doğrultusunda modal analiz yapılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

1.eğilme modu 1041 Hz, yani 62460 rpm olarak tespit edilmiştir ve mod şekli şöyledir ise Şekil 3.31’ deki gibidir.



Şekil 3.31 : Şaft 1. eğilme mod şekli.

2. eğilme modu ise 1327 Hz, yani 79620 RPM olarak tespit edilmiştir. Mod şekli ise Şekil 3.32’deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.32 : Şaft 2. eğilme mod şekli.

Rotor grubunun çalışma aralığında 62460 ve 79620 RPM değerlerinde doğal frekansı bulunmaktadır. İlk hedef birinci kritik frekansın motorun çalışma hızının %20 kadar üzerinde olmasını sağlamaktır. Ancak mevcut kompresör tasarımı ile bu mümkün olmadığı için kritik frekans değerleri çalışma hızı olan 100-125 kRPM değerinden en az %20 düşük olarak tasarlanmıştır. Ancak rotor bu frekansları geçerken rezonansa girecektir. Bu nedenle rotorun balansı rijit rotor kabulüne göre değil, esnek rotor kabulüne göre yapılmaktadır.

Ayrıca bu rezonans değerlerinde rulmanlara aşırı yükleme olmakta ve rulman ömrü ciddi derecede azalmaktadır. Bu nedenle rulman bölgelerine “squeeze film damping” uygulaması yapılmaktadır.

3.4 İmpeller Tasarımı:

İmpeller tasarımında ilk olarak ayrodinamik analiz yapılmakta ve genel tasarım ortaya çıkmaktadır. İkinci adım olarak bu modelin yapısal analizi yapılarak mevcut durumun tespiti yapılacaktır. Bu modele üzerinden çalışmaları devam ettirerek uygun malzemenin ve imalat yönteminin seçimi yapılmalıdır. Bu kararlar konseptin belirlenmesi için önemlidir.

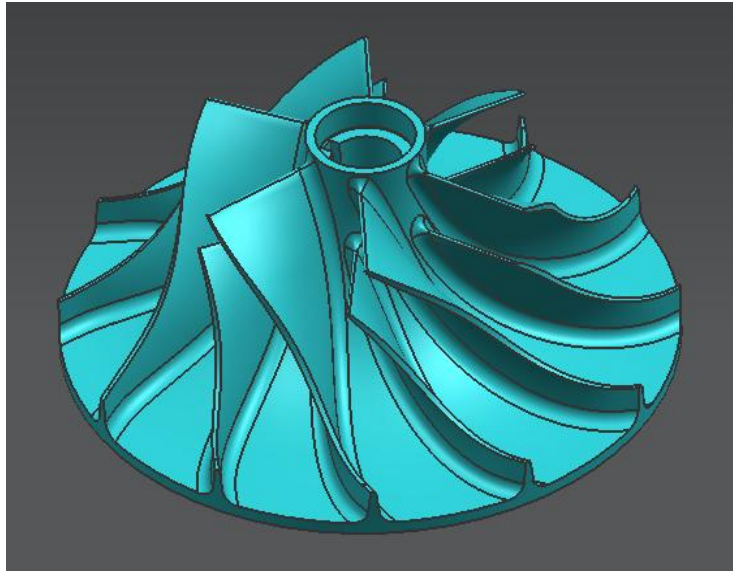
Konsepti kesinleştikten sonra ortaya çıkan model için çeşitli analizler yapılarak yapısal olarak hassas olan bölgeler tespit edilmeli ve bu bölgelerin dayanımı arttırılmalıdır.

Son adım olarak impeller komponentine modal analiz yapılmalı, campbell diagramı ve interference diyagramları oluşturulmalı ve böylece kanat titreşimi-rezonansı incelenmelidir. Yapısında impeller bulunan jet motorlarında kanat tasarımı oldukça önemlidir. Kanatların dayanımı hasara uğramayacak kadar yüksek ve rijitliği rezonans olamsını engelleyecek düzeyde olmalıdır. Bu sağlanamadığı taktirde şaft üzerinde yüksek titreşimler oluşarak şaftın eğilmesini, rulman ömürlerinin çok kısa olmasını ve ya kanatçık kopmasını sağlayabilir.

3.4.1 Konsept model yapısal analizi

Konsept tasarım esas olarak ayrodinamik isterleri karşılamak amacıyla yapılır. Eř zamanlı mühendislik uygulaması gereği olarak bu modele yapısal analizler de yapılarak malzeme seçiminin yapılması, imalat yönteminin belirlenmesi ve ayrodinamik analizlere yapısal açıdan gerekli değişikliklerin geri bildirimini sağlamak amacıyla yapılmaktadır.

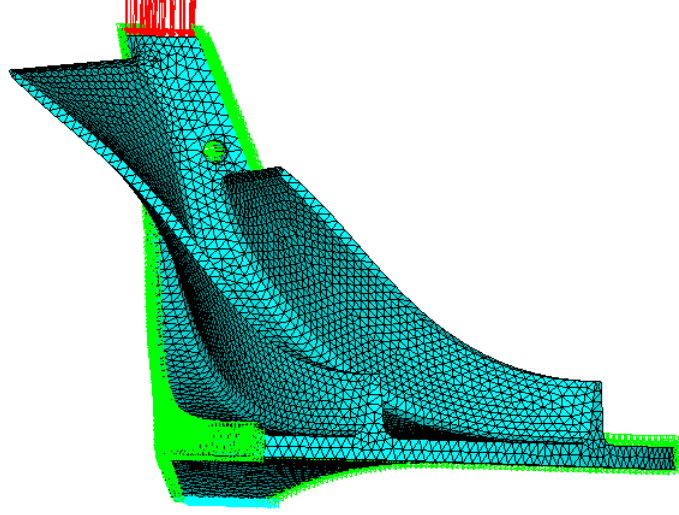
Ayrodinamik tasarımdan çıkan ilk tasarım şekil 3.33'teki gibi oluşmuştur.



şekil 3.33 : İmpeller tasarımı.

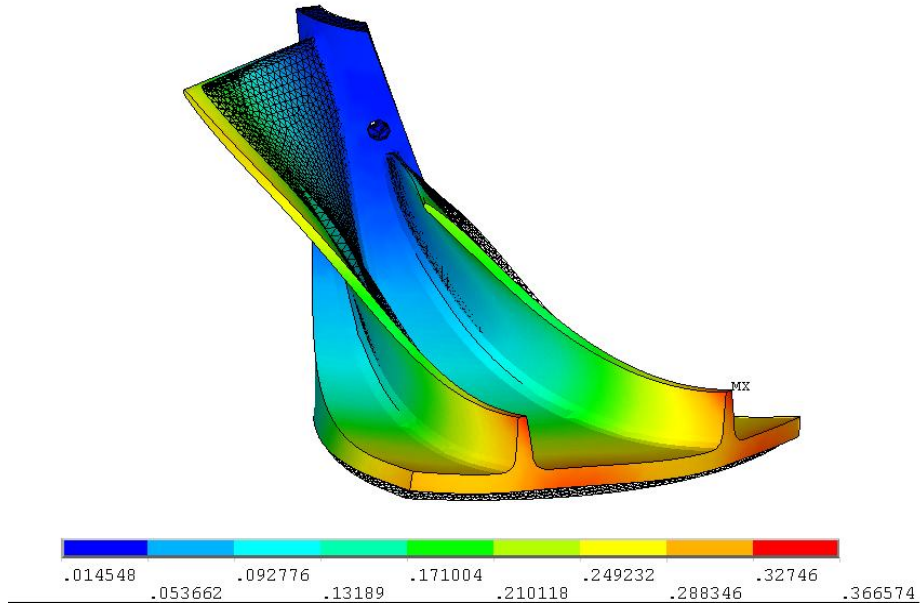
Malzeme seçimi için ilk analizler yapılmıştır. İmpeller için iki malzeme seçeneği oluşturulmuştur. Bunlardan birisi daha önce bilgilerini verdiğim alüminyum diğeri ise titanyumdur.

İlk tercih fiyatının düşük olması ve imalatının kolay olması nedeniyle alüminyum'dur, ancak titanyum seçeneği de incelemeye alınarak kesin tercih yapılmıştır. Alüminyum malzeme için yapılan analizler aşağıda belirtildiği gibidir.



Şekil 3.34 : İmpeller çevresel koşulları.

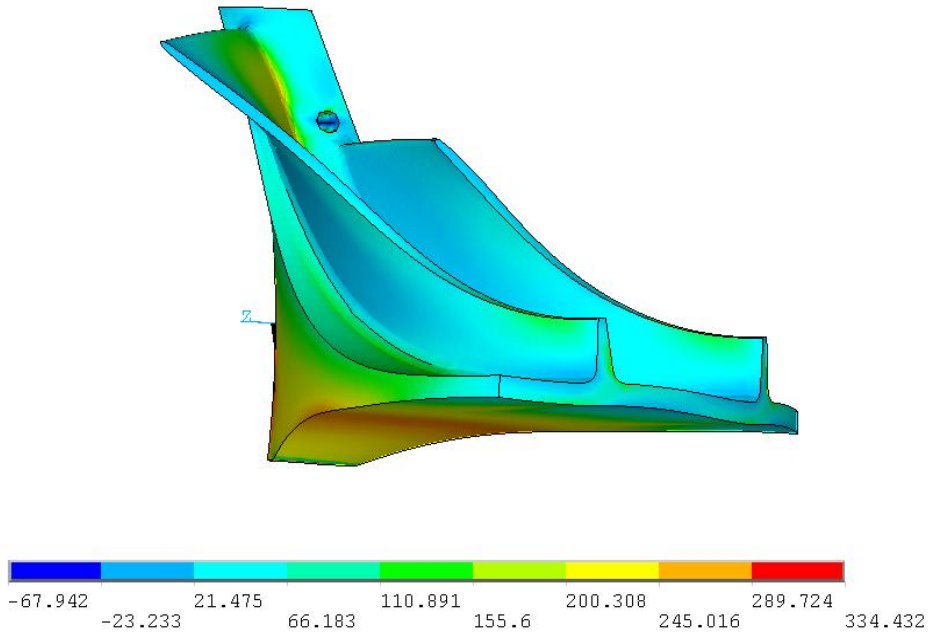
Yukarıda belirtilen modelde impeller parçası 6 simetrik bölümden oluştuğu için altıda biri alınan model üzerinden simetrik geometri analizi yapılmıştır. İmpeller'ın üst kısmında 3 kN basınç uygulayan bir civata bulunmaktadır. Bu nedenle modele 3 kN basınç uygulanmıştır. Alt kısımda ise impeller, şafta dayanmaktadır. Bu etkileşimi modellemek amacıyla parça alt bölgeden eksenel ve tangential olarak tutulmuştur. Radyal yönde ise harekete serbest bırakılmıştır. Analizde eleman Ansys programı kullanılmıştır, eleman modeli olarak Solid95 kullanılmıştır. Model üzerinde analizi sonuçlarını etkilemeyecek detaylar kaldırılmıştır. 12550 rad/sec, yani 120 kRPM dönme hızı tanımlanmıştır. Analiz sonuçları oluşturulmuş ve incelenmiştir. Deformasyon değerleri Şekil 3.35'te görüldüğü gibidir.



Şekil 3.35 : İmpeller deformasyon sonuçları.

Merkezkaç kuvvetinden dolayı ağırlığın fazla olduğu disk kısmı uzama eğilimi göstermiştir. Ayrodinamik performansı sağlaması için eğik olan kanatlarda merkezkaç yükü ile dönmeye yönelik harekette bulunmuştur.

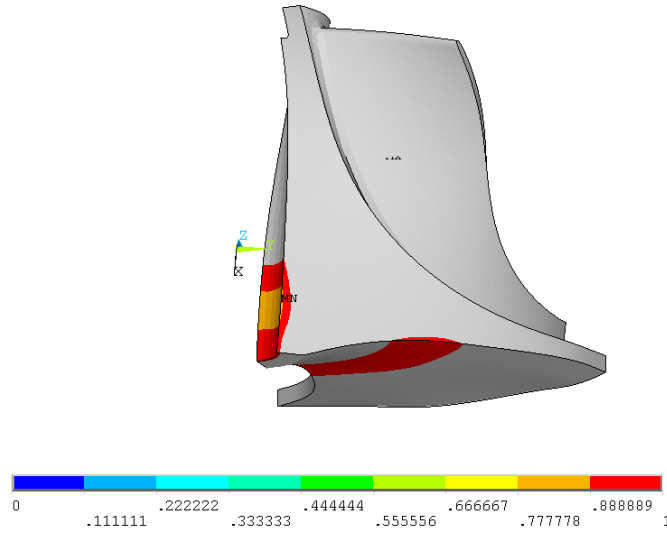
Gerilme değerleri Şekil 3.36’da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.36: İmpeller gerilme değerleri.

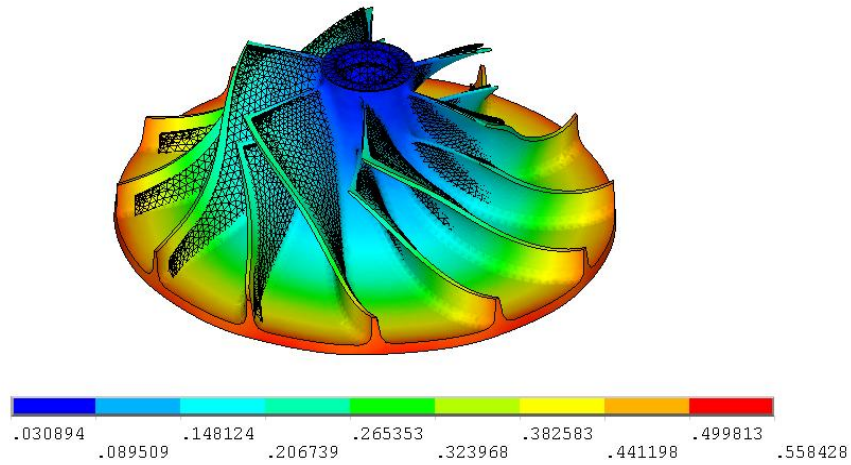
Maksimum gerilme göbek kısmında 334 MPa olarak bulunmuştur. Disk kısmında yaklaşık 250 MPa, kanat diplerinde ise yaklaşık 200 MPa gerilme değerleri görülmüştür.

Genel değerlendirme güvenlik katsayılarına göre yapılacaktır. Çünkü gerilme değerleri akma gerilmesi ile karşılaştırılmaktadır. İmpeller'in farklı bölgelerinde sıcaklıklar da farklıdır ve sıcaklığa göre akma gerilmesi de değişmektedir. Güvenlik katsayısı dağılımı Şekil 3.37'deki gibidir.



Şekil 3.37 : İmpeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı.

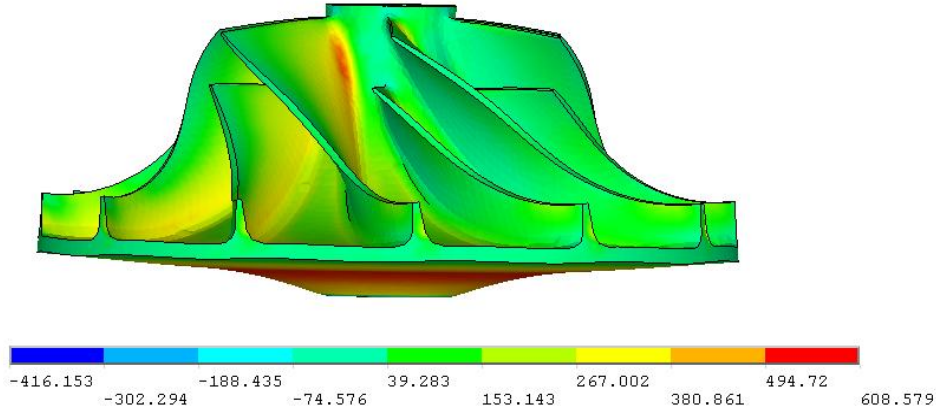
Aynı analiz titanyum malzeme için de yapılmış ve sonuçları karşılaştırılarak malzeme seçimi yapılmıştır. Titanyum model analizleri altıda bir parça için değil tam model için yapılmıştır. Bu parça için de aynı sınır koşulları tanımlanmıştır. Analiz sonucunda deformasyon Şekil 3.38'de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.38 : İmpeller deformasyon değerleri dağılımı.

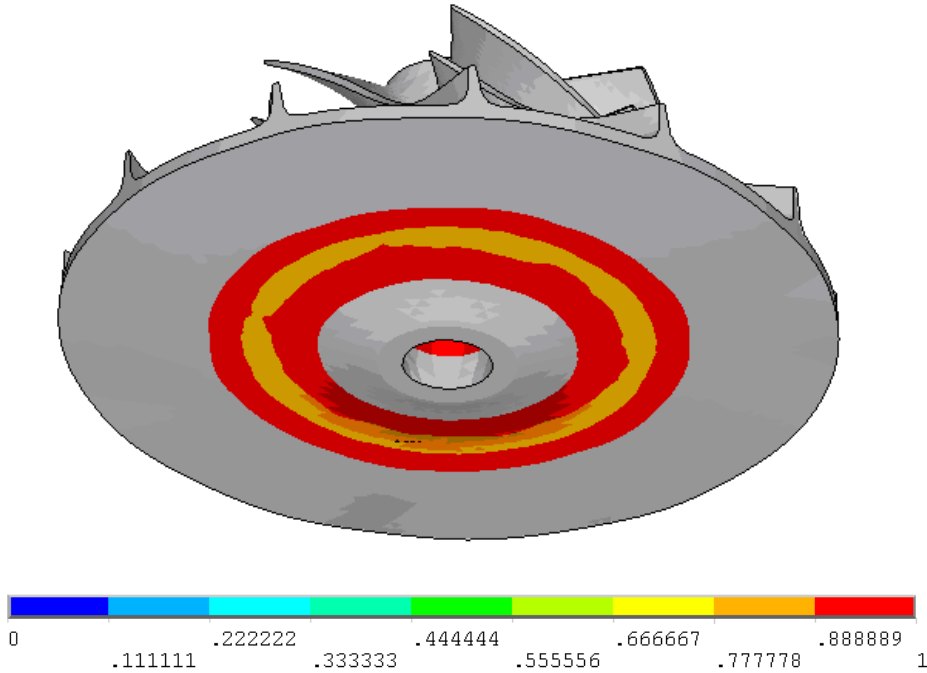
Alüminyum için 0.366 mm olan maksimum deformasyon, titanyum için 0.558 mm olarak bulunmuştur. Bunun nedeni titanyum malzemenin daha yoğun olması ve merkezkaç yükü etkiyle daha fazla deforme olmasıdır.

Gerilme değerleri Şekil 3.39’da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.39 : İmpeller gerilme değerleri dağılımı.

Güvenlik katsayısı dağılımı incelenmiştir.

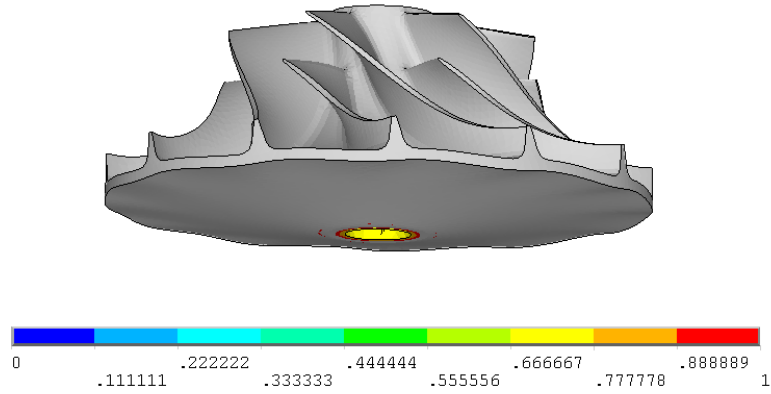


Şekil 3.40 : İmpeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı.

Analiz sonuçları gösteriyor ki titanyum malzemenin bu geometri için bir avantajı olmamaktadır. Ayrıca frezede imalatının alüminyuma göre daha uzun süre alması ve malzeme fiyatının alüminyuma göre ciddi oranda yüksek olduğu için impeller

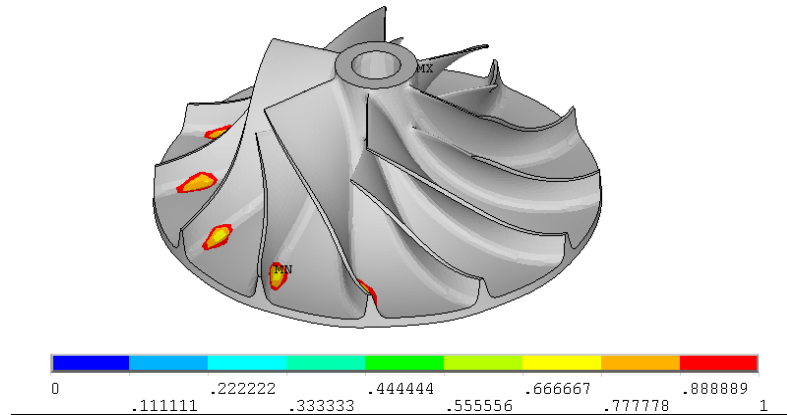
tasarımında nihai malzeme olarak alüminyum seçilmiştir. Titanyumun yoğunluğu 4.51 g/cm^3 iken alüminyumunki 2.71 gr/cm^3 'tür. Bağlı özgül dayanımı iki malzeme içinde aynıdır. Bağlı fiyat karşılaştırıldığında ise titanyum 6 kat pahalıdır. Ağır malzeme ile yapılan impeller shaft tasarımını oldukça zorlamaktadır. Malzeme seçiminde bu da dikkate alınmıştır.

Alüminyum malzeme için de seçim yapabilmek amaçlı analizler yapılmıştır. Buradaki iki seçenek Alüminyum 2124 ve Alüminyum 7075'tir. Alüminyum 7075'in düşük sıcaklıkta akma gerilmesi değeri yüksektir, Alüminyum2124 'ün ise yüksek sıcaklıklarda akma gerilmesi değeri daha yüksektir ve Alüminyum2124 malzeme Alüminyum7075 'e göre daha toktur. Yapılan analizlere göre alüminyum 2124 malzeme güvenlik katsayısı dağılımı Şekil 3.41'deki gibidir.



Şekil 3.41 : İmpeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı.

Aynı analiz alüminyum 7075'e göre tekrarlandığında oluşan güvenlik katsayısı dağılımı aşağıdaki gibi oluşmuştur:



Şekil 3.42: İmpeller güvenlik katsayısı değerleri dağılımı

Analiz sonuçlarında gösterdiği gibi Alüminyum 2124 malzeme bu impeller tasarımı için daha uygun görünmektedir. Alüminyum 2124'ün kimyasal kompozisyonu AlCuMg şeklindedir, Alüminyum 7075'inki ise AlZnMnCu şeklindedir. Bu alüminyumların her ikisi içinde çökelme sertleştirme uygulanmış ve böylece dayanımı arttırılmıştır. Kullandığımız ürünlerde yapay yaşlandırma yapılmıştır.

Bu malzemelerde oransal dağılım ise şu şekildedir;

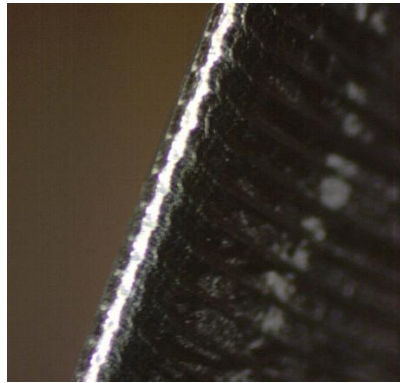
Alüminyum 2124; %4.4 Cu, %1.5 Mg, %0.6 Mn

Alüminyum 7075; %5.1 Zn, %2.5 Mg, %1.2 Cu, %0.3 Mn

Alüminyum 7075 malzeme oda sıcaklığında Alüminyum 2124'e göre daha yüksek dayanım gösterir ancak impeller çıkışında ki sıcak bölge incelendiğinde Alüminyum 2124'ün dayanımının yüksek olduğu görülmektedir. İmpeller parçası imalatı için 2 metod kullanılmaktadır. Bunlardan biri döküm diğeri ise freze ile doludan işleme yöntemidir.

Döküm yöntemi seri üretim amaçlı kullanılan motor parçalarında kullanılmaktadır, bizim tasarımı ise prototip aşamasındadır. Bu yöntemin kalıp maliyeti yüksektir. Tasarım değişikliğine imkan tanımaz. Malzeme içerisinde döküm boşlukları bulunduğu için dayanımında düşme olur. İkinci yöntem yani cnc freze ise parça başı maliyeti yüksek olmasına karşın tasarım değişikliğine imkan tanır ve malzeme dayanımı yüksektir. Bu nedenle Cnc freze yöntemi imalat metodu olarak belirlenmiştir.

Bu yöntem ile üretilen ilk ürün Şekil 3.43'teki gibidir.



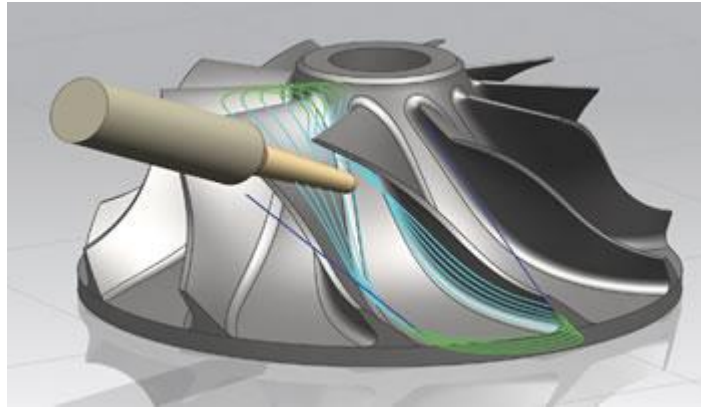
Şekil 3.43 : İmpeller kanat üzerinde takım izleri.

Bu resimdeki modelde kanatlardaki işleme adımları oldukça yüksektir. İlk olarak daha kısa adımlarla işleme yaptırılarak yüzey pürüzlülüğü azaltılmış ve yorulma ömrü arttırılmıştır.



Şekil 3.44 : İmpeller kanat üzerinde takım izleri.

Bu işlem impeller yüzeyinde noktasal işleme yerine yüzeysel işleme yönetmi seçilerek yapılmıştır. Literatürde bu yönteme flank milling denmektedir. Bu işlemin yapılabilmesi için yüzeyin eğimli olmaması gerekmektedir. Bunu sağlamak amacıyla impeller kanat yüzeyi doğrusallaştırılmış ve flank milling ile imalata uygun hale getirilmiştir.



Şekil 3.45 : Flank milling imalat yöntemi.

Bu yöntem sayesinde standart freze işlemi ile oluşan adımlar ortadan kalkmış ve gerilme yoğunlaşması ihtimali kalmamıştır. İkincil olarak kanat firar kenarında imalattan hassasiyetinin düşük olmasından dolayı ezilmeler olmaktadır. Adımları kısaltılıp, hassasiyet arttırılınca bu da giderilmiştir.

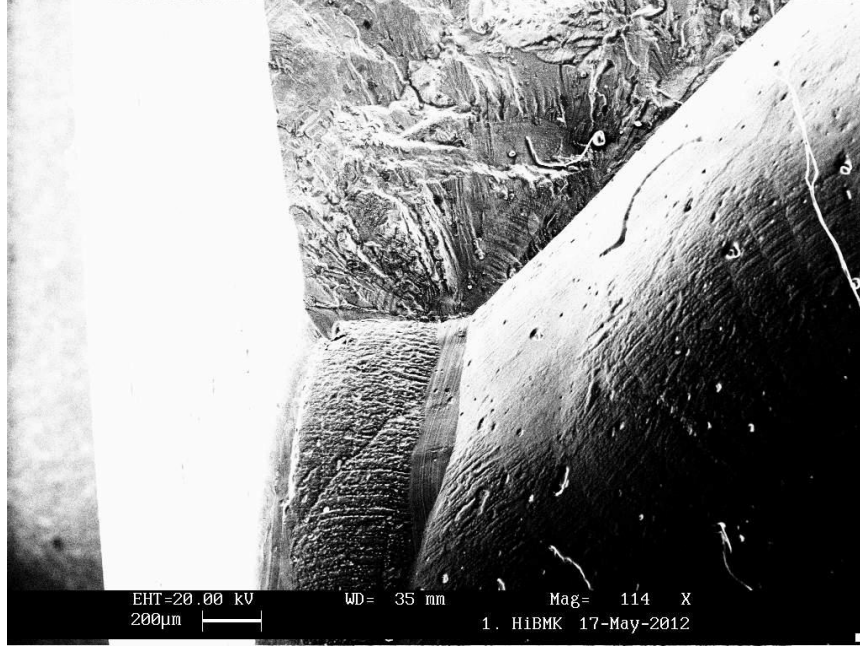


Şekil 3.46 : İmpeller kanat üzerinde takım izleri.

Yüzey geriliminin artmasına neden olan pah şeklinde ezilme hasarlı bölgesinden başlayan kılcal çatlakların tekrarlı yükler etkisiyle yorulmayla ilerlediği ve bunun sonucunda çatlak boyunun yeterli kritik uzunluğa eriştiğinde parça kopması şeklinde malzeme kaybı hasarına yol açtığı görülmektedir;



Şekil 3.47 : İmpeller kanat üzerinde çatlak görünümü.



Şekil 3.48 : İmpeller kanat üzerinde mikroskop ile çatlak görünümü.

Yapılan imalat iyileştirme faaliyetlerinden sonra 10 saatlik yoğunlaştırılmış motor testinde kullanılan impeller parçası üzerinde yapılan FPI incelemesinde herhangi bir çatlak oluşumuna rastlanmamıştır.

3.4.2 İmpeller detay tasarımı

İmpeller detay tasarım çalışmalarında öncelikle impeller parçasının statik yapısal analizleri yapılacaktır. Buradan akma gerilmesine göre güvenlik katsayısı dağılımı bulunmalıdır. İmpeller için modal analiz yapılmalıdır. Bu analiz sonuçlarına göre campbell diyagramı çıkarılmalı ve rezonans olma ihtimali olan frekans değerleri belirlenmelidir. Ardından interference diyagramı oluşturularak rezonsans noktaları çıkarılmalı ve tasarım değişiklikleri ile rezonans ihtimali kaldırılmalıdır.

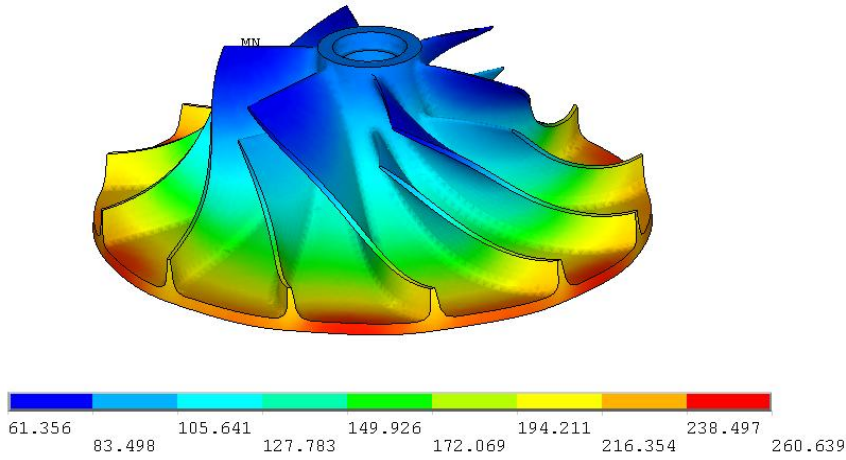
Rezonsın kaldırılamadığı noktalarda güvenlik katsayısı değeri 1.5'in üzerine çıkarılarak impeller 'ın güvenli bir şekilde çalışması sağlanmalıdır. İmpeller parçasında kanat rezonansı motor için önemli bir tasarım noktasıdır. Çünkü bu durumu dikkate almayan parçaların ömrü maksimum rpm değerinde birkaç dakikaya kadar düşmektedir.

Ayrıca kanat rezonansı ile motorun titreşim değerleri önemli derecede artmaktadır. Bu titreşim de impeller 'den şafta, buradan da rulmanlara aktarılmakta ve rulman ömrü ciddi derecede azalmaktadır.

Örnek bir motor için alınan waterfall diyagramında titreşim düzenlara ayrılmıştır ve toplan titreşime impeller 'dan aktarılan titreşimin etkisi net bir şekilde görülmektedir. İmpeller parçasında 12 kanat vardır, 12. düzen impeller'ı temsil etmekte, 1. ve 2. düzenler balanssızlık ve eksen kaçıklığını temsil etmektedir.

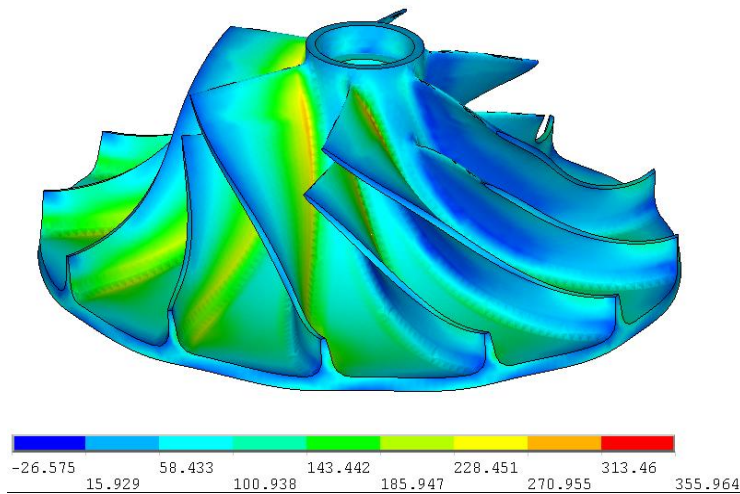
3.4.2.1 İlk tasarım için statik analiz

İlk model için 120krpm'de dönme tanımlanmıştır, sıcaklık yükü uygulanmıştır, impeller ön tarafından 3 kN basınç uygulanmış ve statik analizi yapılmıştır. İmpeller üzerinde sıcaklık dağılımı Şekil 3.49'deki gibi oluşmuştur.



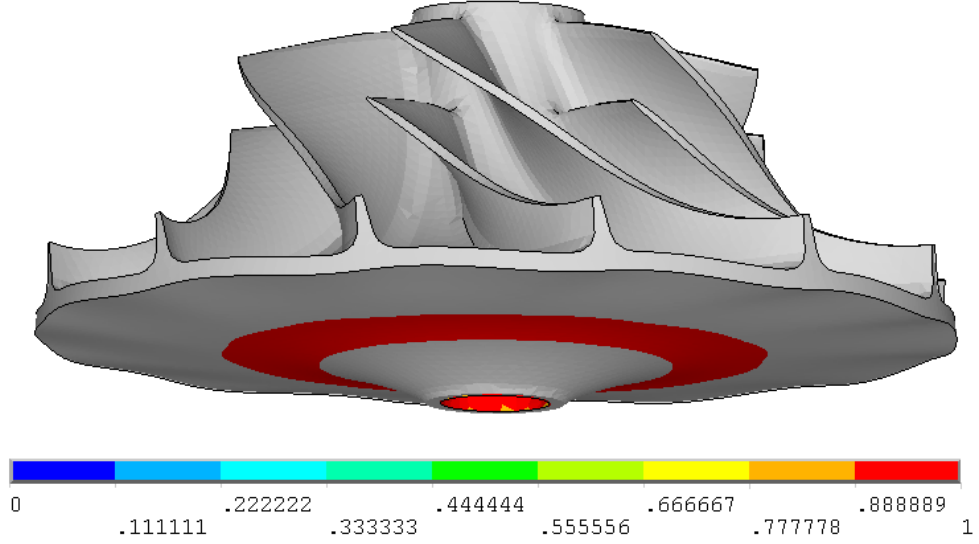
Şekil 3.49 : İmpeller üzerinde sıcaklık dağılımı.

Bu şartları altında yapılan statik analiz sonuçları Şekil 3.50'deki gibidir.



Şekil 3.50 : İmpeller gerilme değeri dağılımı.

Akma gerilmesi değeri sıcaklığı bağlı değıştiği için güvenlik katsayısı değeri oluşturulan makro ile inceleyecek olursak Şekil 3.51’de görüldüğü gibi bir güvenlik katsayısı dağılımı oluşmuştur.



Şekil 3.51 : İmpeller üzerinde güvenlik katsayısı dağılımı.

Şikilde görüldüğü gibi kanat bölgesinde gerilme değeri akma gerilmesinin üzerinde çıkmıştır, disk ve disk-göbek bölgesinde ise 0.9 çıkmıştır. Yani gerilmeler akma gerilmesini bir miktar aşmaktadır.

Ancak bu bölgelerdeki gerilmelerin güvenlik katsayısı 0.9’dan düşük olmadığı sürece bir plastizite oluşturmayacağı ve hasara uğramayacağı literatür bilgileri ve daha önce yapılan taasım test faaliyetleri doğrultusunda bilinmektedir. Bu bilgi ile birlikte impeller parçasında hasar oluşmayacağı düşünülerek parça imal ettirilmiş ve motor üzerinde denenmiştir. Yaklaşık 110 kRPM değeri geldiğinde impeller parçasında hasar oluşmuş ve bu da motorun hasara uğramasına neden olmuştur. Çalışma sonrası impeller hasara uğramıştır. Aşağıdaki resimlerde örnek bir rezonans hasarı görülmektedir.



Şekil 3.52 : Örnek bir impeller üzerinde çatlak görünümü.

Kanatların detay görünümü Şekil 3.52'deki gibidir:



Şekil 3.53 : Kanat hasarı detay görünümü.

Yapılan genel değerlendirmede aşağıdaki bulgular elde edilmiştir:

- impeller kanatçıklarının, çalışma sırasında maruz kaldığı yükler altında çarpma etkisiyle ezilme, eğilme, yırtılma, parça kopması şeklinde malzeme kaybı türü hasarlara uğradığı
- hücum kenarı daha ileri pozisyonda bulunan 6 adet kanatçığın tümünün hücum kenarlarının en yoğun hasarlanan bölge olduğu, daha geride konumlanan diğer altı adet kanatçıktan beşinin üzerindeki hasarın çok daha sınırlı olduğu ve sadece geri konumdaki bir kanatçıkta belirgin hasar bulunmadığı gözlenmiştir.

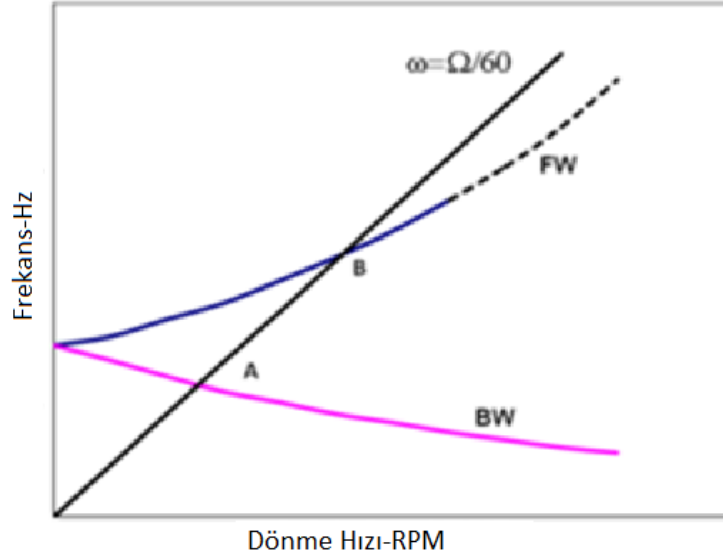
Çatlaklar incelenmiş ve yorulma kaynaklı olduğu tespit edilmiştir. Bunun zerine impeller kanatlarının rezonans durumunun incelenmesine karar verilmiştir. Bu kapsamda kanatçıklar için muhtemel rezonans noktalarını tespit etmek amacıyla campbell diyagramı çıkarılmıştır. Ardından kesin rezonans noktalarını belirlemek amacıyla interference diyagramı çıkartılmıştır. Campbell diyagramı ile yk kaynakları, mod şekilleri ve doğal frekans değerleri aynı grafik üzerine gösterilmektedir:

Bu aşamadan sonra yapılacak işlem kanatlar için geometri değişikliği ile stiffnessının değiştirmek ve interference diyagramını yenileyerek rezonans ihtimalini ortadan kaldırmaktır. Bu süreci oluşturmak ve test ile doğrulamak oldukça karışık ve maliyetli bir yöntemdir. Bu nedenle piyasada çok az sayıda impeller tasarlayabilen firma vardır. Orta ve küçük boyutlu şirketler performans haritaları mevcut olan impellerları satın alarak kullanmaktadır.

3.4.2.2 Campbell diyagramının oluşturulması:

Campbell diyagramı muhtemel rezonans noktalarının görülmesi ve bir ön bilgi vermesi açısından önem taşımaktadır. Bu analiz sonucuna göre rezonans olası veya mümkün değil gibi iki sonuç çıkar. Analizde bir ekseninde dönme hızına bağlı doğal frekans değeri, diğer ekseninde rotorun devri yer alır. Öncelikle alışma hız aralığı grafikte belirlenir, bu bölge de impeller hız eğrisi ile doğal frekans eğrisi çakışırsa rezonans olma ihtimali var demektir.[4],[5],[6]

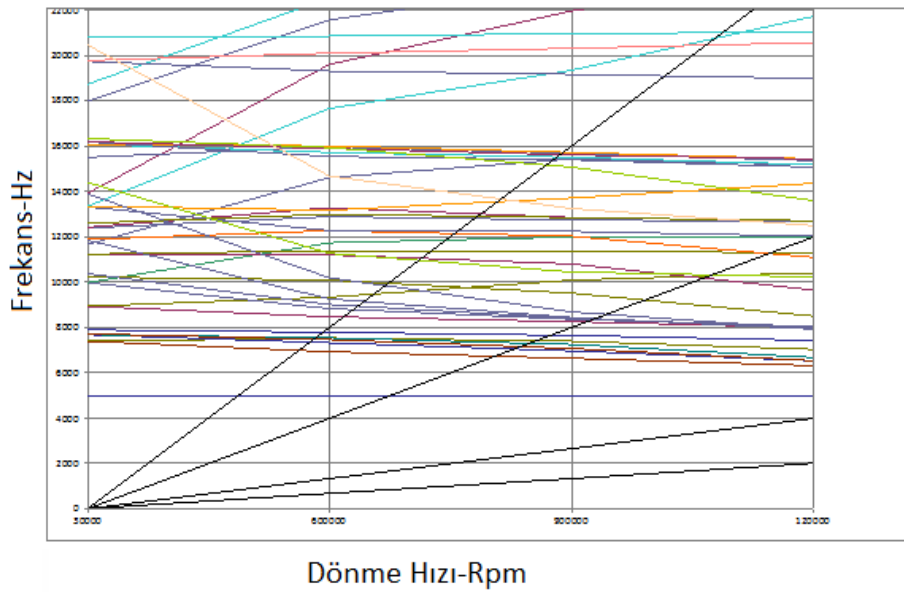
Aşağıda rnek bir Campbell diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.54 : Örnek campbell diyagramı.

Bu noktada muhtemel bir rezonans noktası tespit edilirse inceleme interference diyagramı ile detaylandırılmalıdır. Campbell diyagramını çıkarmak için ön gerilmeli modal analiz yapmak gerekir. Bu amaçla önce statik yapısal analiz yapılır ve bu modal analize girdi olarak verilir. Bu şekilde modal analiz yapılmış ve modların değişimini impeller hızına bağlı da görmek için farklı impeller hızlarında analiz tekrarlanır ve bu şekilde interference diyagramı çıkarılmış olur.

Hasara uğramış ilk impeller tasarımı için yapılan oluşturulan campbell diyagramı Şekil 3.55'deki gibi oluşmuştur.



Şekil 3.55 : İmpeller campbell diyagramı.

Campbell diyagramına bakıldığında 6. düzen değerince kesişimler görülmektedir. Bu nedenle birçok muhtemel rezonans noktası mevcuttur. Bu noktalar mod şekilleri incelenerek interference diyagramına aktarılmalıdır. Bu şekilde daha detaylı bir inceleme yapılmış olacaktır. İnterference diyagramının incelenme nedeni mod şekillerini görmektir. 6.düzen incelenmesi gereken düzendir. Çünkü ana ve ayırıcı kanattan altışar adet olmak üzere 12 adet kanat vardır. Bunlar birbirinde bağımsız olarak iki grupta salınmaktadır. Mod şekilleri çıkarılarak iki ayrı grup için iki interference diyagramı çıkarılmalı ve iki grup için de rezonans engellenmelidir.

3.4.2.3 İnterference diyagramları:

Örnek bir interference diyagramı şekildeki gibidir. Bu sadeleşmiş olarak bir ekseninde nodal diameterler, diğer ekseninde ise doğal frekans değerleri ile grafik oluşturulur. Burada önemli olan hassas olan nodal diameter değerini bulmaktır.[7],[8] Bu değer aşağıdaki genel ifade ile bulunur:

İmpeller önünde yönlendirici varsa:

$$Y \times s \pm z \times B = N \quad (3.1)$$

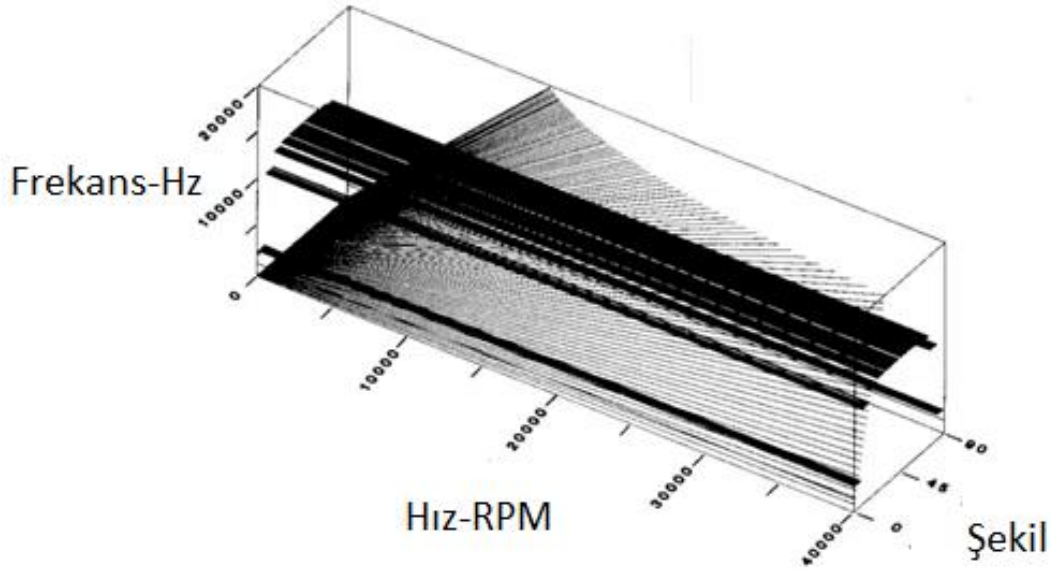
N: nodal diameter

Y: kanat sayısı

B: yönlendirici kanat sayısı

s,z = 1,2

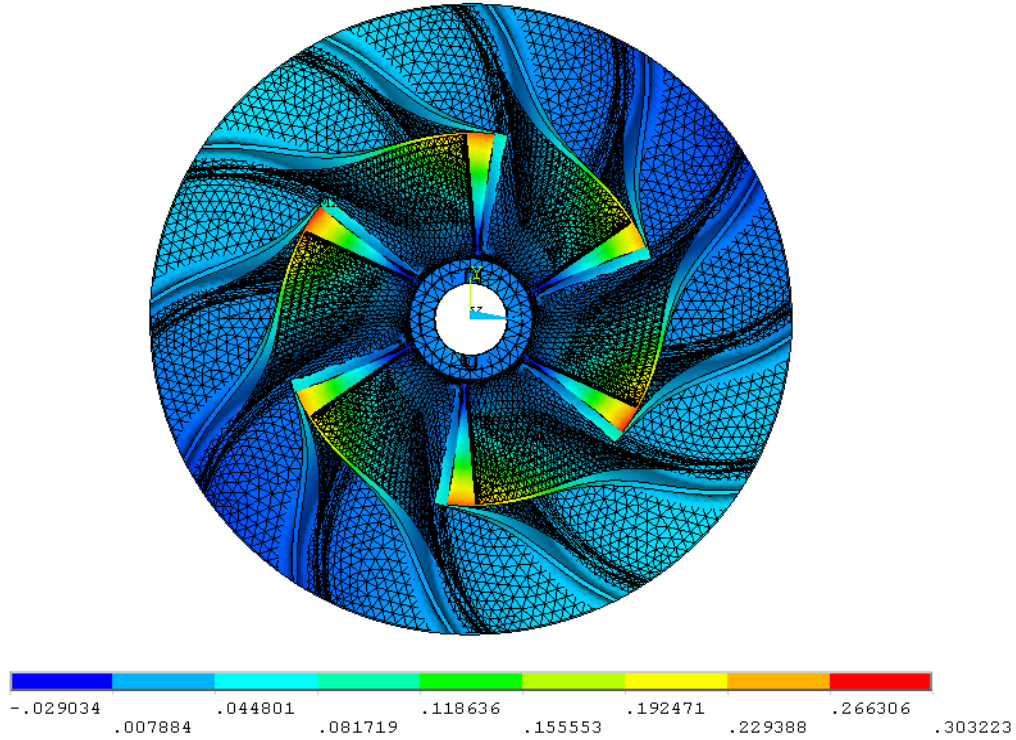
İmpeller önünde yönlendirici yoksa 0. nodal diameter incelenir. Bu nedenle 0. nodal diameter sisteminizin güvenilir olarak çalışması açısından incelenmelidir. İmpeller parçasının arkasında difüzör bulunmaktadır. Bu parçanın kanat sayısı 14'tür. Burada incelenen nodal diameter numarası $14 - 2 \times 6 = 2$ olarak bulunur. Bu durumda 0. ve 2. nodal diameterler incelenmelidir.[9]



Şekil 3.56 : Örnek interference diyagramı.

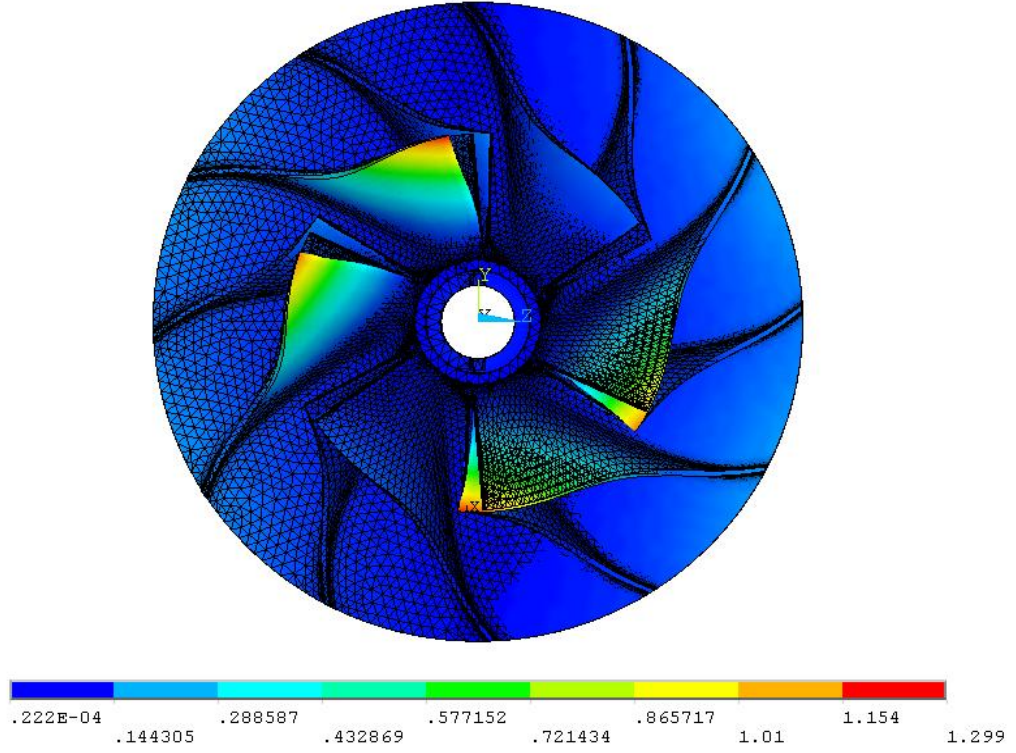
Ana kanatçıklar için oluşturulan interference diyagramı ve mod şekilleri aşağıdaki gibidir.

0. nodal diameter mod şekli:



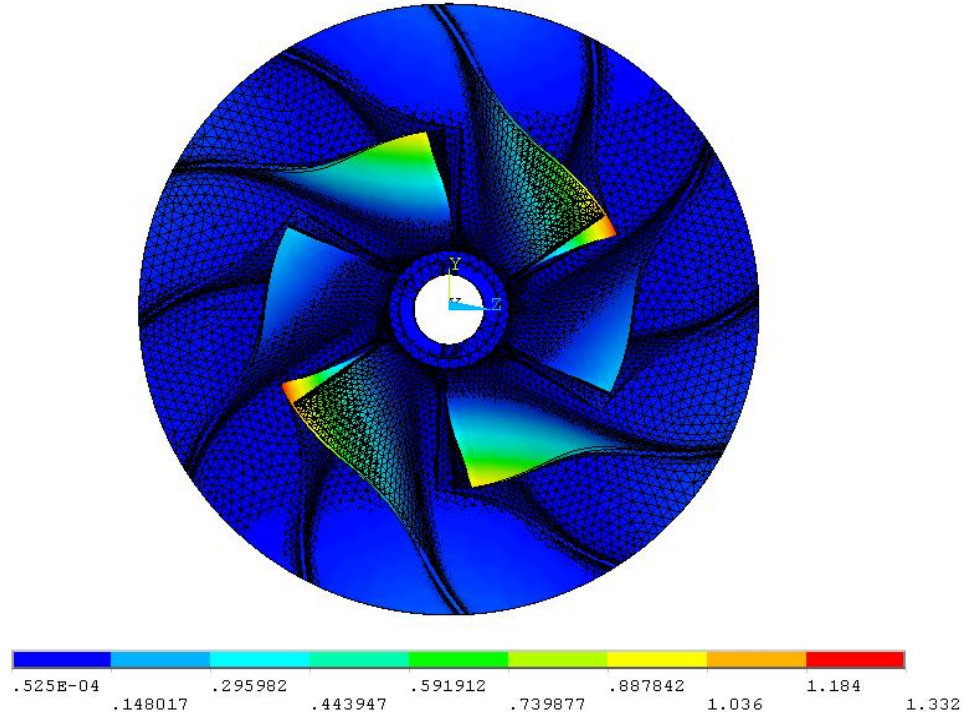
Şekil 3.57 : 0. nodal diameter mod şekli.

1. nodal diameter mod şekli:



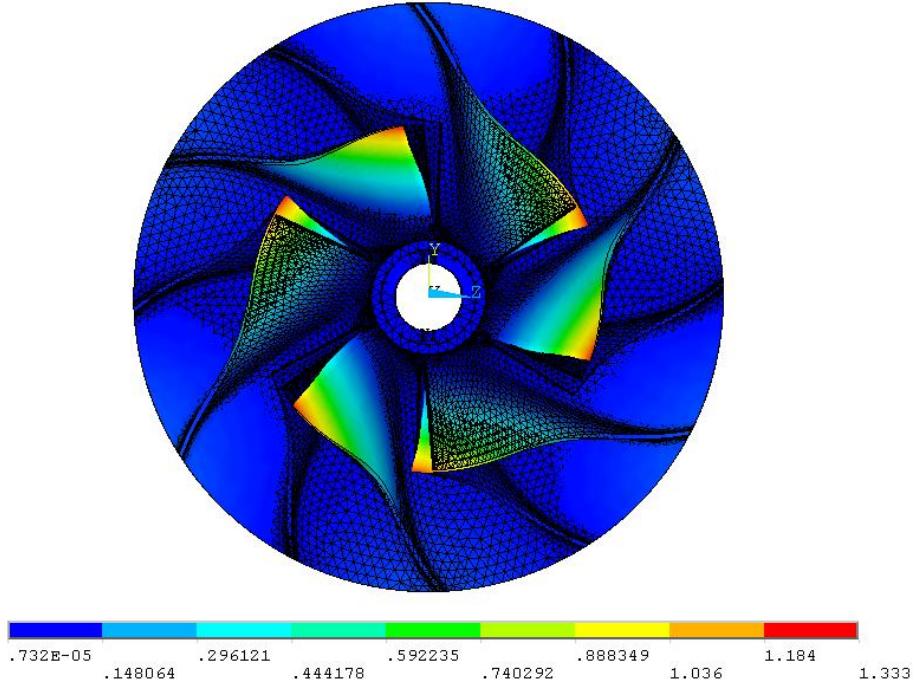
Şekil 3.58 : 1. nodal diameter mod şekli.

2. nodal diameter mod şekli:



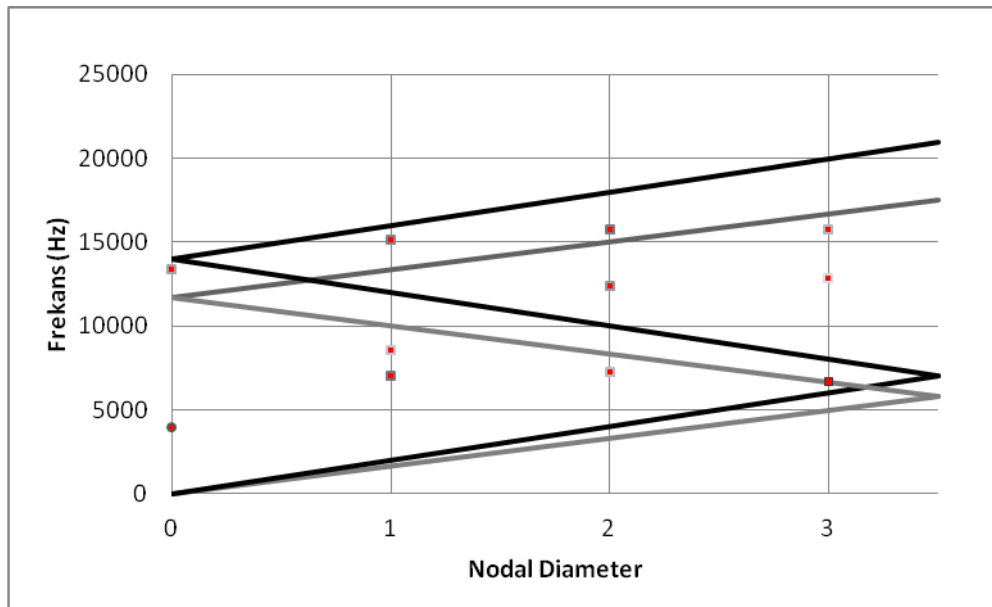
Şekil 3.59 : 2. nodal diameter mod şekli.

3. nodal diameter mod şekli:



Şekil 3.60 : 3. nodal diameter mod şekli.

İnterference diagramı Şekil 3.61’deki gibidir.

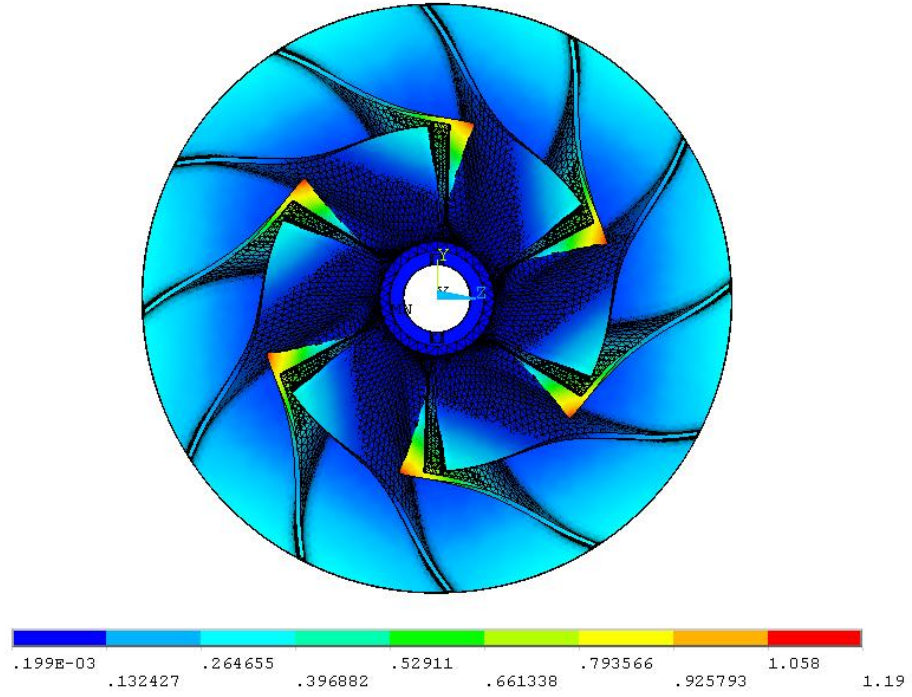


Şekil 3.61 : İnterference Diyagramı

İnterferenrence diyagramında da görüldüğü gibi 0. ve 2. nodal diameter’ler incelendiğinde 13380 Hz ve 15769 Hz değerlerinde ana kanatlarda rezonans beklenmektedir.

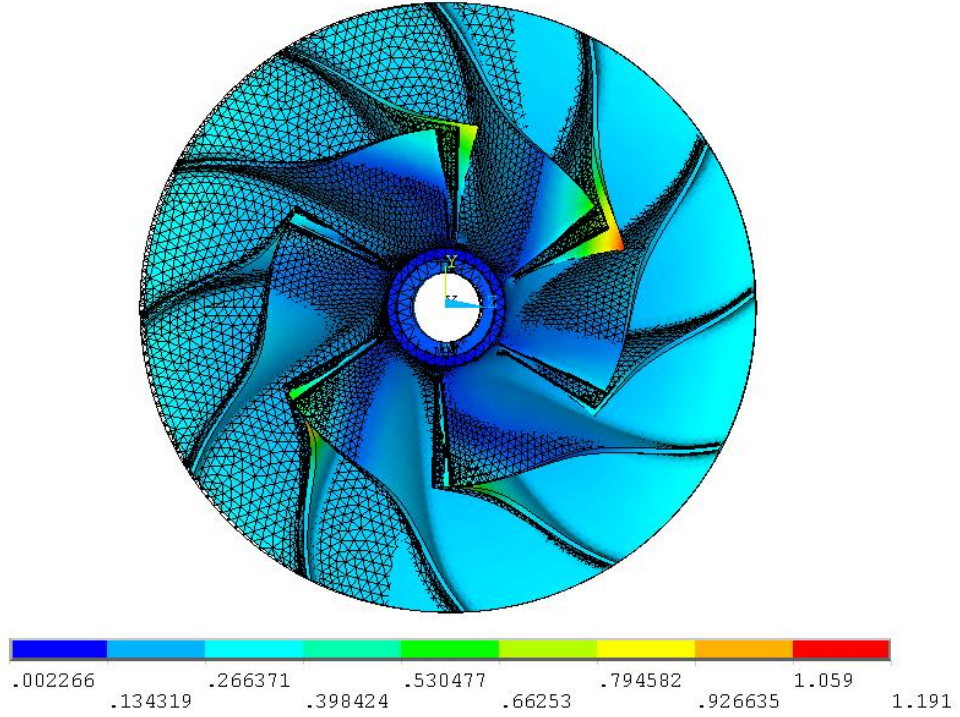
Ayırıcı kanatlar için yapılan interference diyagramı ve mod şekilleri şöyledir:

0.nodal diameter mod şekli:



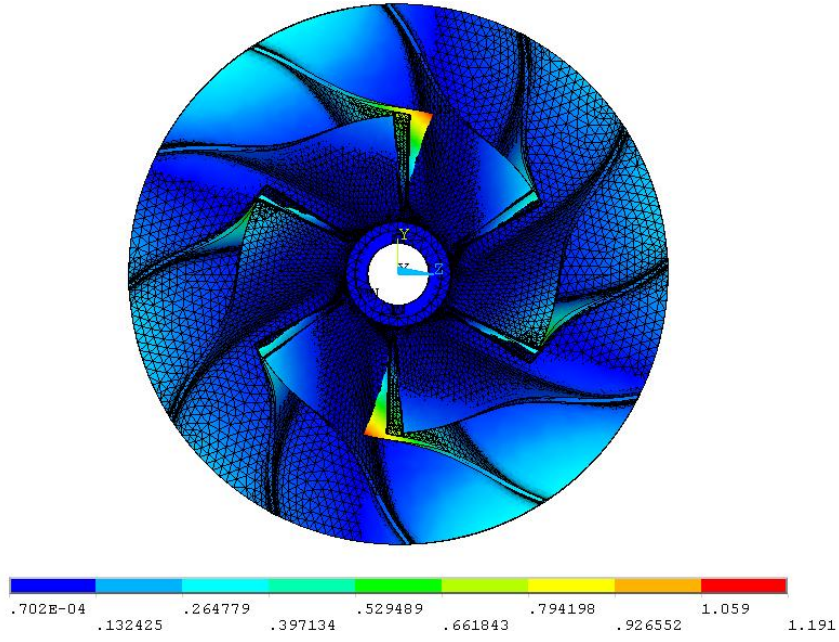
Şekil 3.62 : 0. nodal diameter mod şekli.

1.nodal diameter mod şekli:



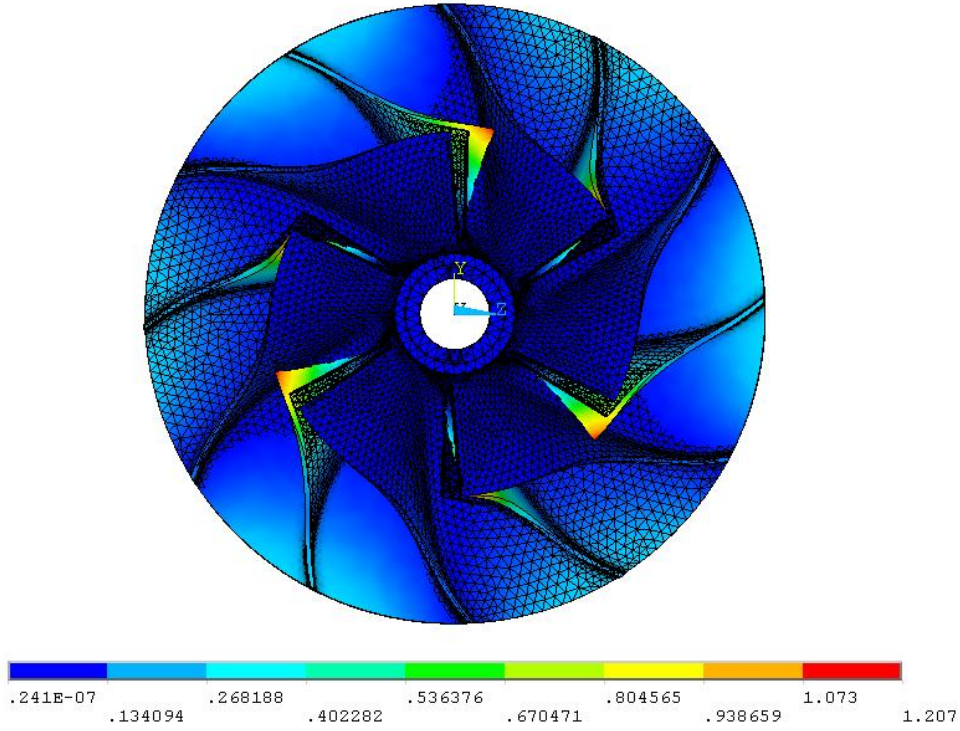
Şekil 3.63 : 1. nodal diameter mod şekli.

2.nodal diameter mod şekli:



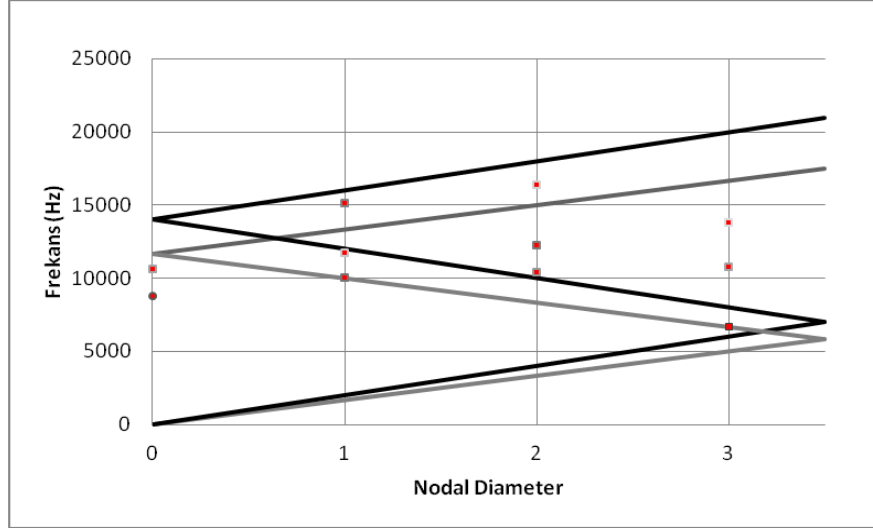
Şekil 3.64 : 2. nodal diameter mod şekli.

3.nodal diameter mod şekli:



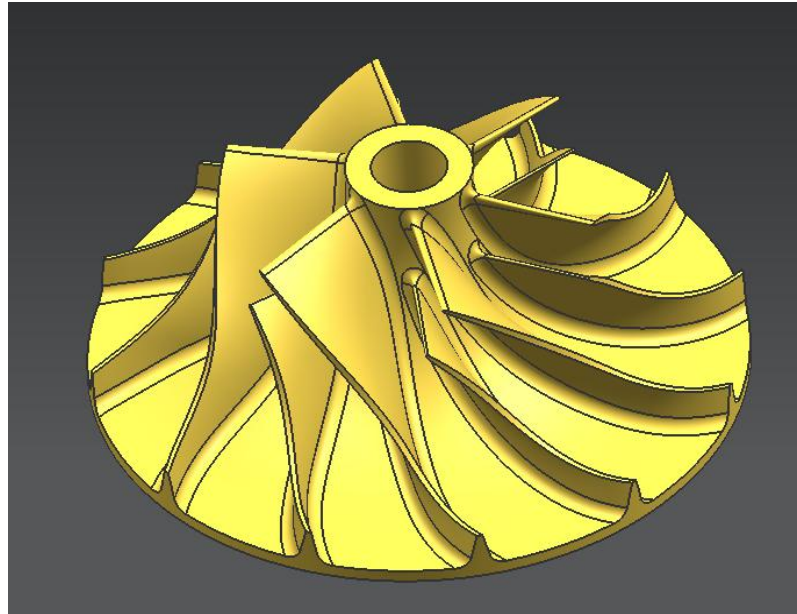
Şekil 3.65 : 3. nodal diameter mod şekli.

İnterference diagramı Şekil 3.66'deki gibidir.



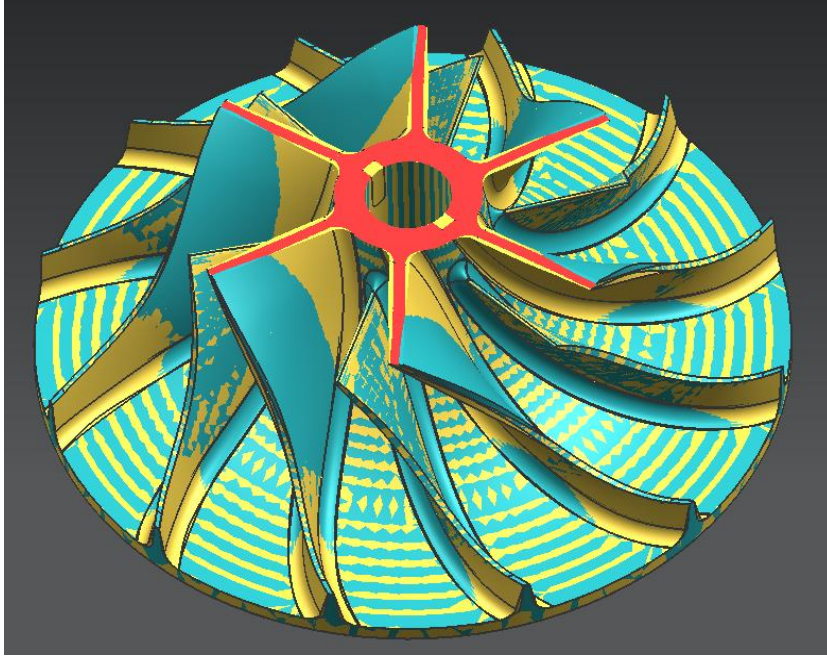
Şekil 3.66 : Interference diyagramı.

Diyagramda görüldüğü gibi 16363 Hz rezonsans oluşacak nokta olarak görülmektedir. Bu sonuçlara göre her ik kanat üzerinde de rezonans oluşması beklenmektedir. Hasarlar incelendiğinde de her iki kanatçık türünde de çatlaklar ve kopmalar görülmüştür. Çalışmadan anlaşılacağı üzere iki kanat üzerinde de değişiklik yapmak gerekmektedir. İmpellerın malzemesini değiştirmek daha uygun malzeme bulmanın zor olmasından dolayı geometri değişikliği ile stiffness'ı değiştirmek ve böylece doğal frekansları çalışma aralığından çıkartarak rezonansı engellemek mümkün olmuştur. Bu amaçlı yapılan değişiklikler sonucu aşağıdaki geomektri oluşturulmuştur.



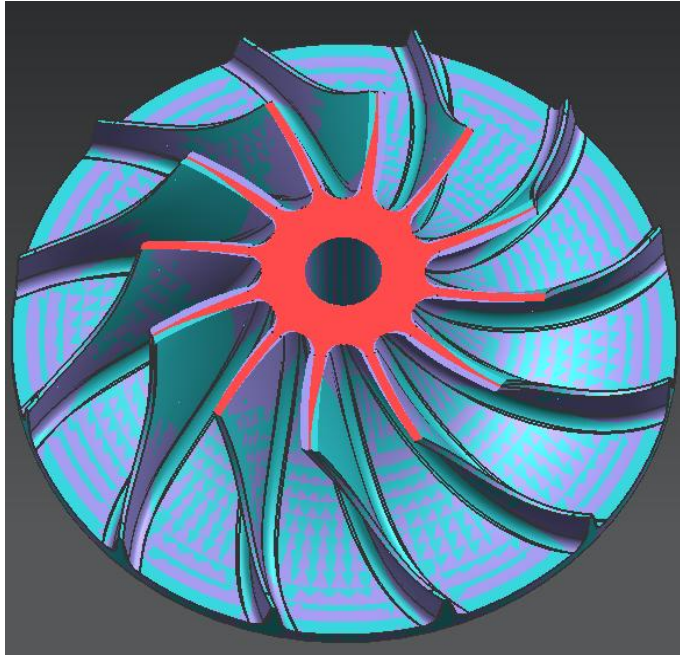
Şekil 3.67 : Impeller görünümü.

Ana kanatlar arasý farkýn kesit ile görünümü Şekil 3.68'daki gibidir.



Şekil 3.68 : İmpeller karşılaştırması.

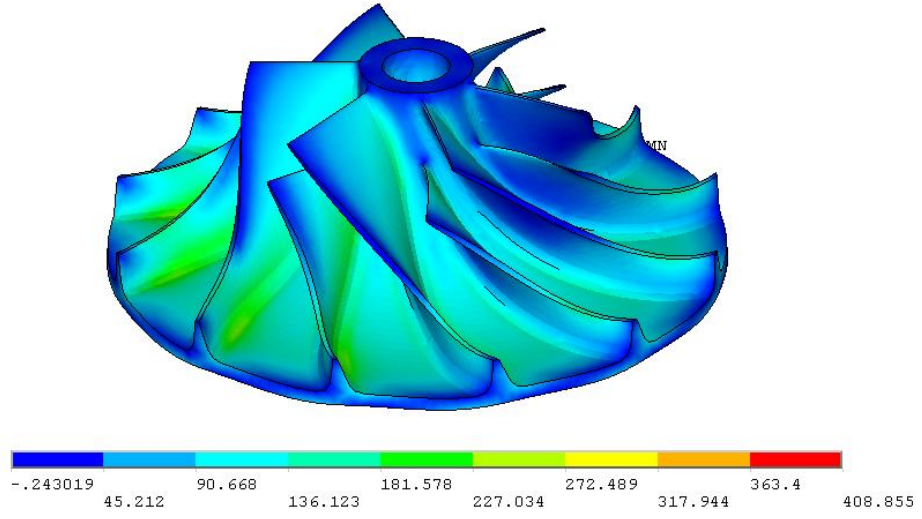
Ayırıcı kanatlar arasý farkýn kesin ile görünümü Şekil 3.69'deki gibidir.



Şekil 3.69 : İmpeller karşılaştırması.

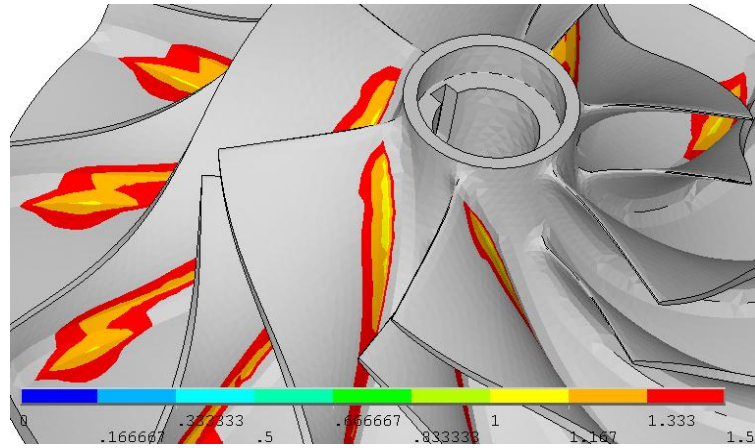
Yapılan değışikliklerle ayrodinamik performansta düşük miktarda azalma oluşmuştur, ancak motor performansını çok düşürmediği için değışiklikler kabul edilmiştir. Yeni tasarım için yapılan statik analizler sonuçları oluşturulmuştur.

Yeni model:

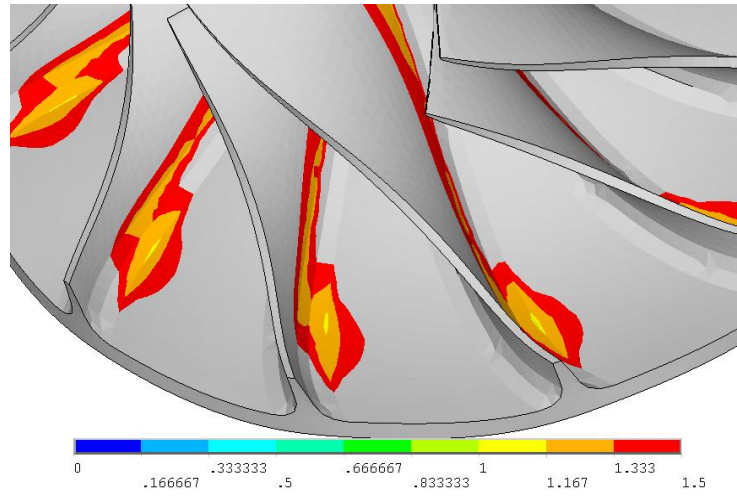


Şekil 3.70 : İmpeller gerilme değerleri.

Eski model için güvenlik katsayısı dağılımı incelenmiştir.

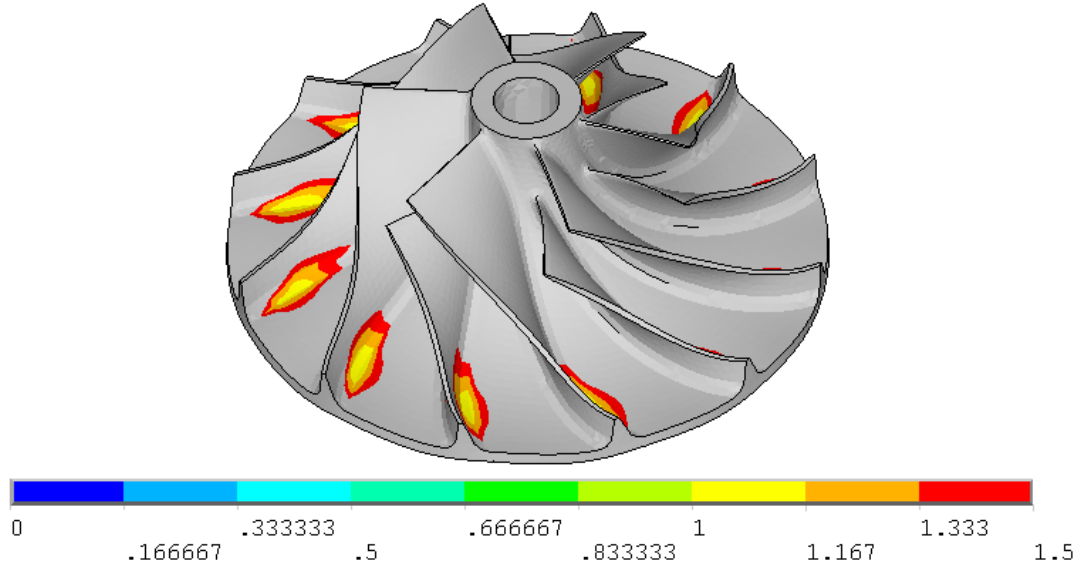


Şekil 3.71 : İmpeller güvenlik katsayısı dağılımı.



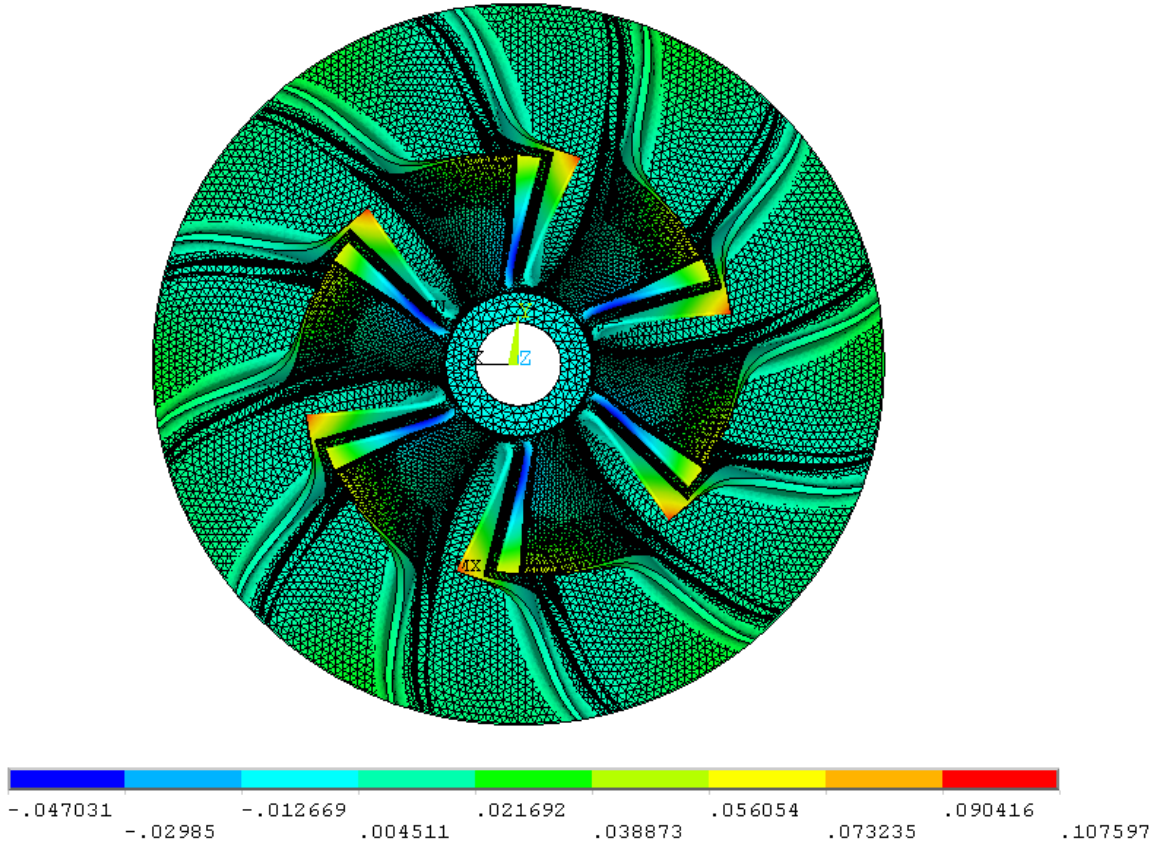
Şekil 3.72 : İmpeller güvenlik katsayısı dağılımı.

Yeni model için güvenlik katsayısı dağılımı incelenmiştir.



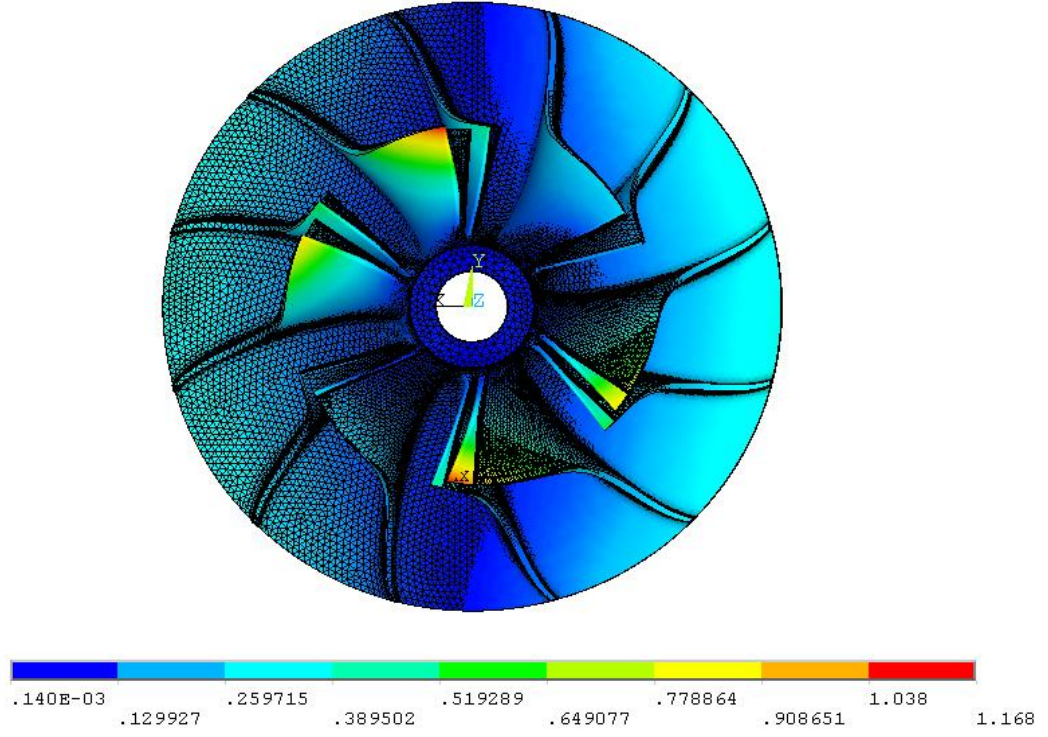
Şekil 3.73 : İmpeller güvenlik katsayısı dağılımı.

0.nodal diameter mod şekli:



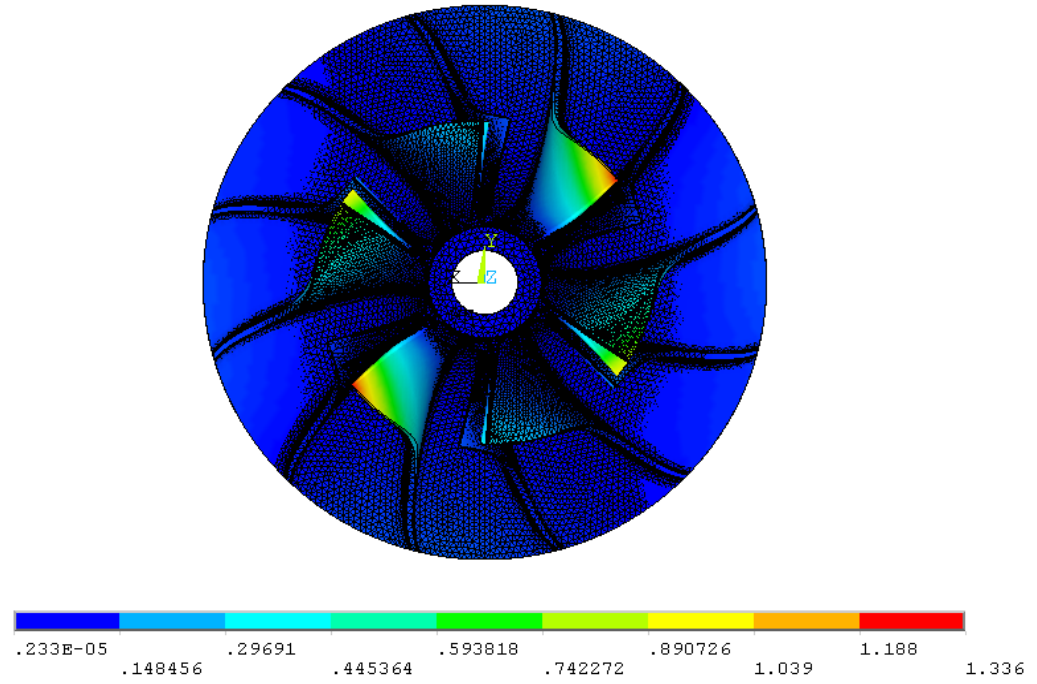
Şekil 3.74 : 0. nodal diameter mod şekli.

1.nodal diameter mod şekli:



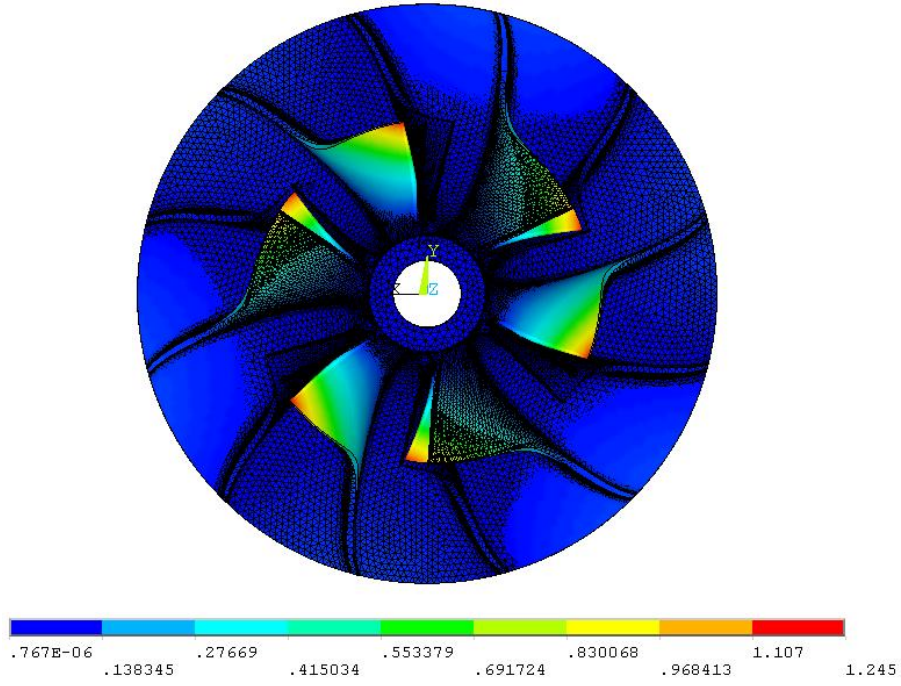
Şekil 3.75 : 1. nodal diameter mod şekli.

2.nodal diameter mod şekli:



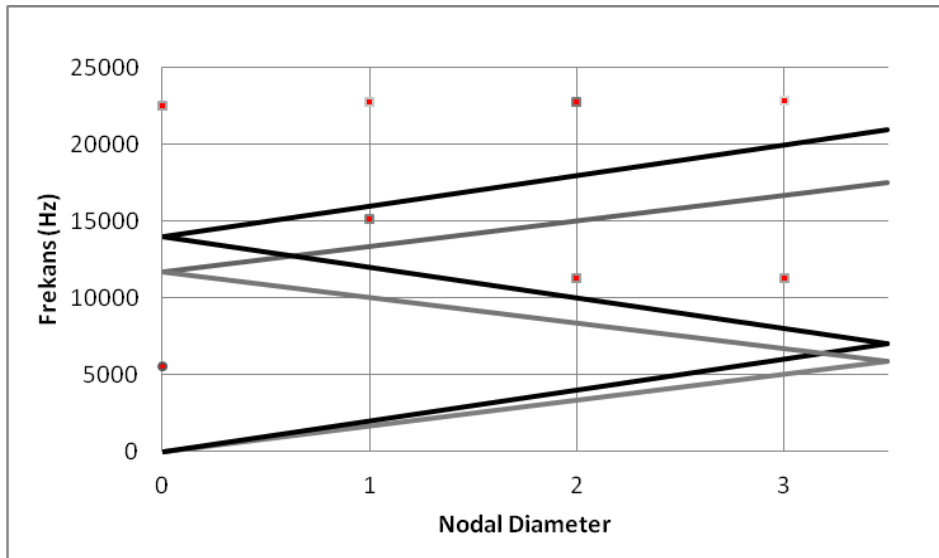
Şekil 3.76 : 2. nodal diameter mod şekli.

3.nodal diameter mod şekli:



Şekil 3.77 : 3. nodal diameter mod şekli.

İnterference diagramı Şekil 3.78'deki gibidir.

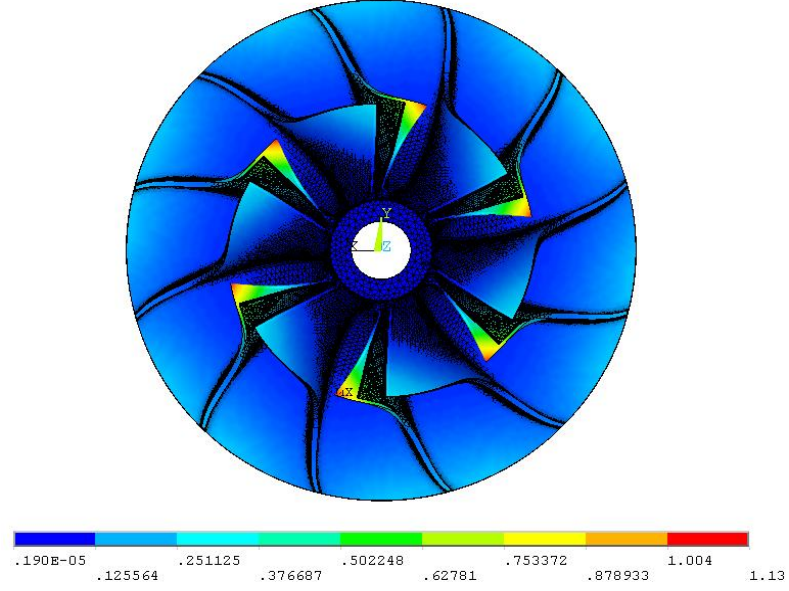


Şekil 3.78 : İnterference diyagramı.

Ana kanatlarda 13380 Hz olan rezonans değeri 22488 Hz olarak rezonansı engellemiştir. İkinci rezonans noktası olan 12383 Hz değeri 22805 Hz olarak rezonansı engellemiştir.

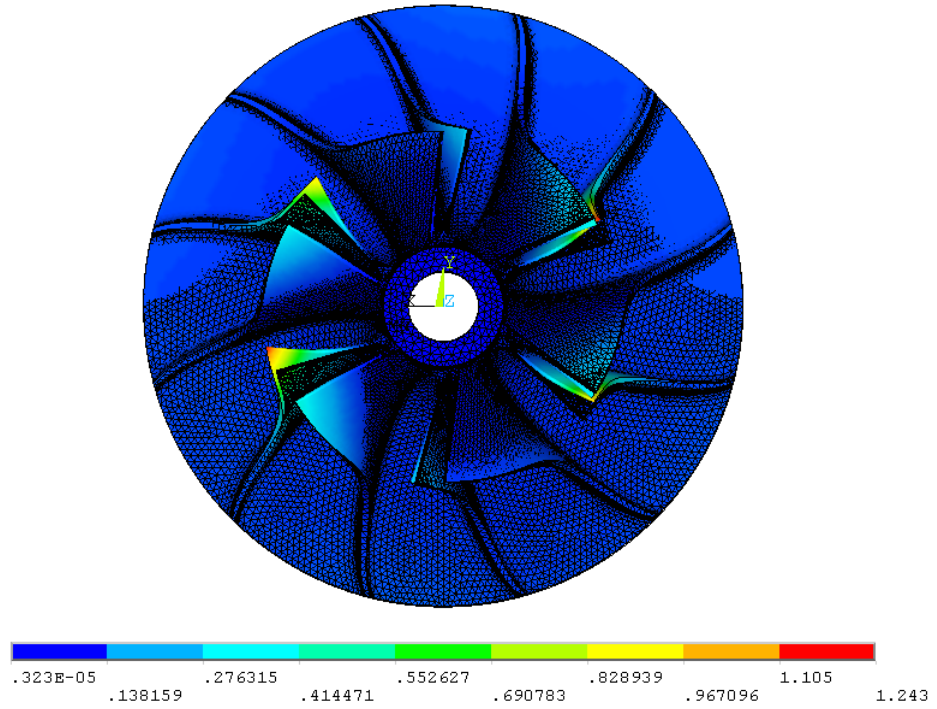
Ayırıcı kanatlar için yapılan interference diyagramı ve mod şekilleri şöyledir oluşturulmuştur.

0.nodal diameter mod şekli:



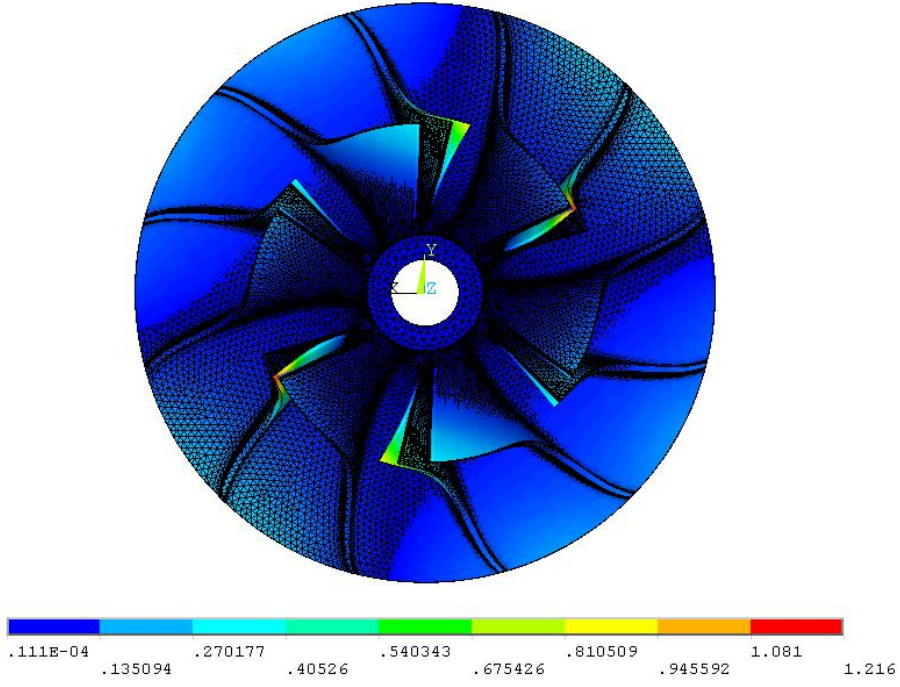
Şekil 3.79 : 0. nodal diameter mod şekli.

1.nodal diameter mod şekli:



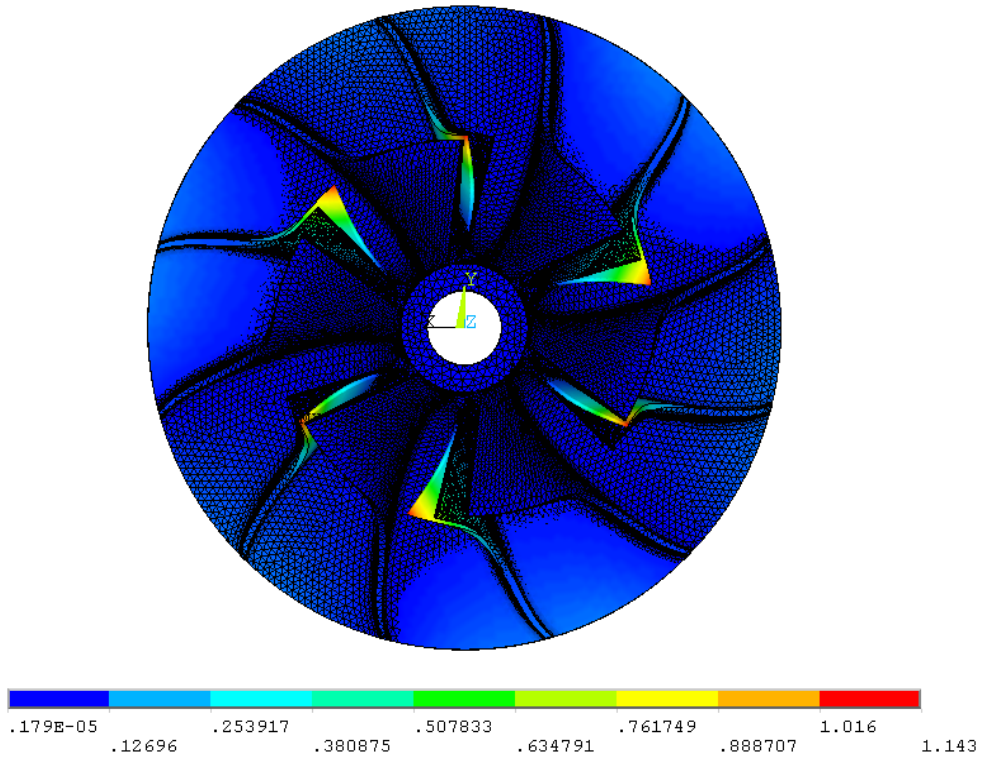
Şekil 3.80 : 1. nodal diameter mod şekli.

2.nodal diameter mod şekli:



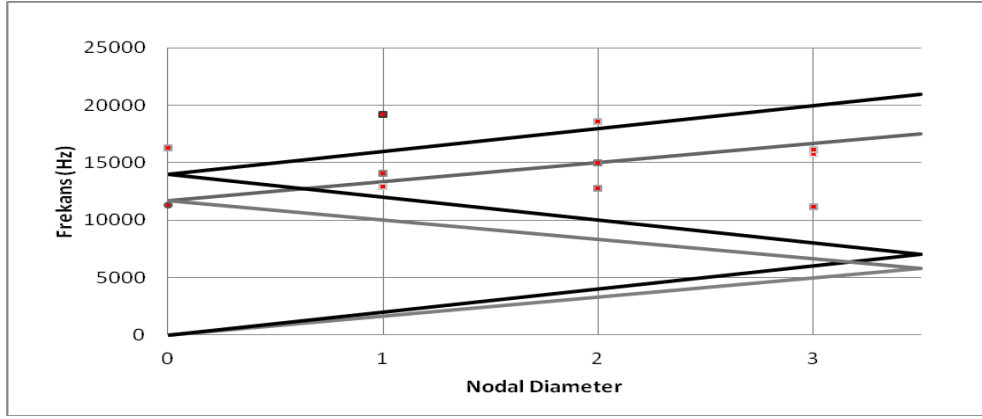
Şekil 3.81 : 2. nodal diameter mod şekli.

3.nodal diameter mod şekli:



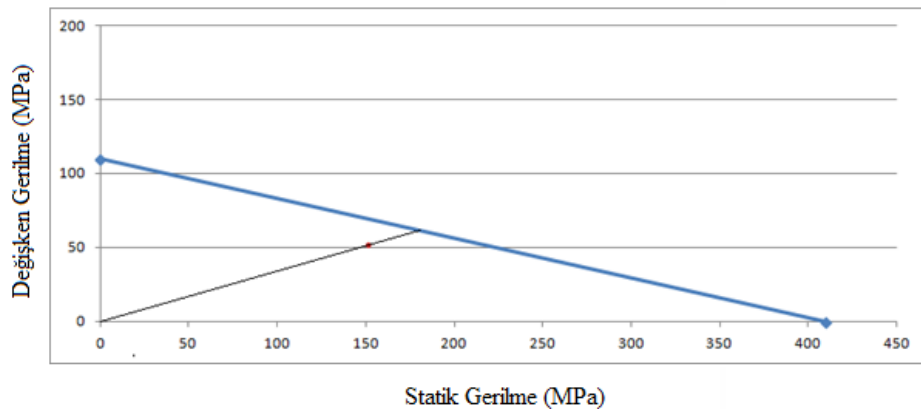
Şekil 3.82 : 3. nodal diameter mod şekli.

İnterference diagramı Şekil 3.82'deki gibidir.



Şekil 3.83 : İnterference diyagramı.

Grafikte de görüldüğü gibi 0. nodal diameter'da önceki geometride rezonans yoktu, ancak son modelde 11288 Hz ile rezonans bölgesine çok yakın olarak bir doğal frekans oluşmuştur. Burada ihtimali malzemenin yorulmadan zarar görmesini engellemek üzere goodman diyagramı oluşturulmuş ve goodman güvenlik katsayısının durumu incelenmiştir. Aynı durum 15016 ve 17567 Hz değerleri için de geçerlidir. Goodman diyagramlarının incelemesi aşağıdaki gibi yapılmıştır. Modelin ilk ve son halleri için goodman diyagramı oluşturulacaktı. Olası rezonans noktaları için goodman güvenlik katsayısının 1,5'in üzerinde olması durumunda parçanın yorulmadan hasara uğramayacağı ön görülmektedir. Kullanılan alüminyum malzeme için çekme gerilmesi değeri 410 MPa ve düzeltilmiş yorulma gerilme değeri 110 MPa'dır. Yatay eksene statik gerilme değeri eklenmiştir, dikey eksene ise gaz maksimum gaz basıncının %10'u alınarak yapılan harmonic analiz sonucu oluşan gerilme değeri eklenmiştir.[10],[11] İlk model için oluşturulan diyagramları oluşturulmuştur. Ana kanat için goodman diyagramı Şekil 3.82'deki gibidir.

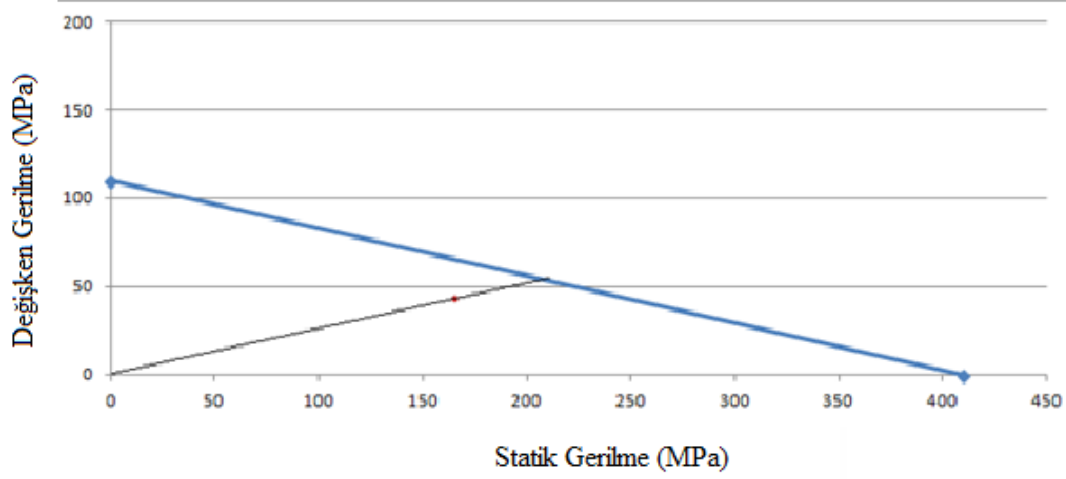


Şekil 3.84 : Goodman diyagramı.

Goodman güvenlik katsayısı:1,18

Yardımcı kanat Goodman diyagramı oluşturulmuştur.

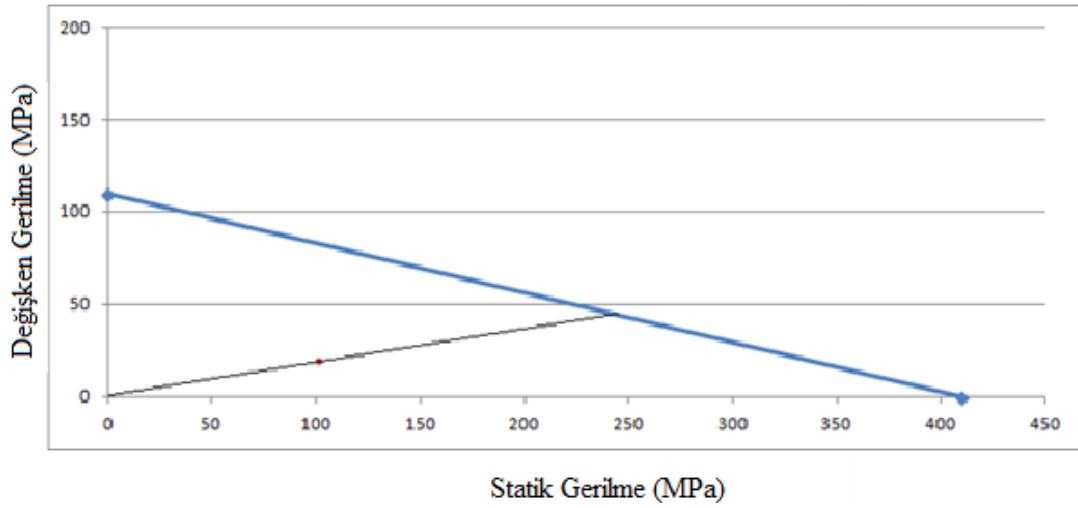
Goodman güvenlik katsayısı:1,27



Şekil 3.85 : Goodman diyagramı.

Son model için oluşturulan diyagramları oluşturulmuştur.

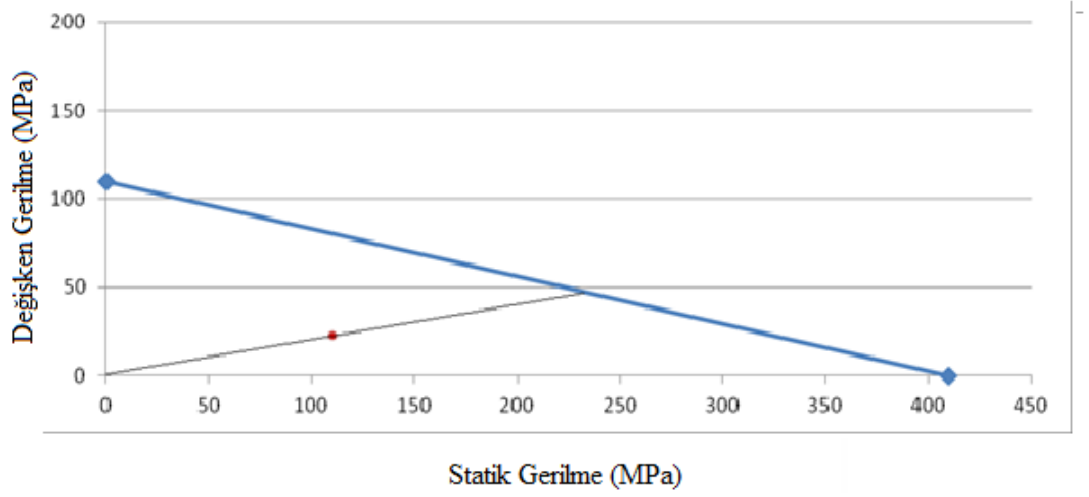
Ana kanat diyagramı Şekil 3.85’deki gibidir.



Şekil 3.86 : Goodman diyagramı.

Goodman güvenlik katsayısı: 2.36

Yardımcı kanat diyagramı Şekil 3.87’deki gibidir.



Şekil 3.87 : Goodman diyagramı.

Goodman güvenlik katsayısı: 2,12

Grafikler incelendiğinde ilk durumda 1,5 güvenlik katsayısının altında kaldığını ancak geometrik düzenleme yapılmış modelde bu oranın önemli oranda arttığı ve güvenli tarafta olduğu görülmüştür. Sonuç olarak ana rezonans noktalarının yok edildiği ve muhtemel rezonans noktaları için de goodman güvenlik katsayısının yüksek olduğu görülmektedir. Böylelikle impeller parçası güvenilir bir şekilde çalışacaktır.

SONUÇ

Sonuç olarak bu çalışmada küçük jet motorları genel olarak tanıtılmış, kompresör modülü ise detaylı olarak incelenmiştir. Kompresör modülünde difüzör, inlet, impeller ve impeller shaft uyumluluğu konuları detaylıca incelenmiştir.

Çalışmanın en önemli konusu impeller tasarımıdır. Sektörde impeller tasarımı yapan firma çok az sayıdadır. Genel olarak impeller kullanacak firmalar performans haritalarını değerlendirerek bu birkaç firmadan alım yapmaktadır.

İmpeller için yapılan çalışmalar statik analiz boyutundan modal analiz boyutuna taşınmıştır. Böylece campbell diyagramları ve interference diyagramlarının oluşturulması ilerezonans noktaları hassas bir şekilde tespit edilip bu ihtimal ortadan kaldırılmıştır. Rezonans ihtimali olan bölgeler için ise goodman güvenlik katsayısının incelenmesi ile impeller parçası tasarımı için sıfırdan bir metodoloji oluşturulmuş ve testler ile doğrulama faaliyetleri tamamlanmıştır.

Bu proje de ülkemizde yerli tasarım teknolojilerinin artırılması ve özgün tasarımların ortaya çıkması amacıyla yapılmıştır. Sonuçta ortaya çıkan ürün her açıdan piyasada bulunan ürünleri ile rekabet edecek seviyededir. Yapılan ömür testlerinde 10 saat boyunca maksimum devir civarında çalıştırılmış ve hiçbir hasar gözlenmemiştir.

İmpeller parçasının dışında kompresör modülünün diğer parçaları olan inlet ve difüzör için de tasarım yöntemi oluşturulmuştur.

Çalışmaların sonucunda kompresör modülü bir bütün olarak tasarlanmış ve başlangıçtan ürüne kadar olan bir tasarım metodolojisi oluşturulmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] **Kamps, T.** (t.y.). *Model Jet Engines*
- [2] **Arıcan, E., Gunay, O.** (2009) *Tip Clearance and integrity analysis for compressor module.*
- [3] **Cuneyt, K. Ve Acar, B. Ve Şahin, F.** (2005). *Impeller Design for a Microjet Engine*
- [4] **Kushner, F.,** (2004), *Rotating Component Modal Analysis And Resonance Avoidance Recommendations. Proceedings of the 33rd Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station.*
- [5] **Kushner, F.** (2012). *Disc Resonance Equations & Interference Diagrams*
- [6] **Lee, C.** (2010). *Campbell Diagram Waterfall Plot,*
- [7] **Singh, M. P. ve Vargo, J.J.,** (1989). *Reliability Evaluation of Shrouded Blading Using the SAFE interference Diagram. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 111, pp. 601-609.*
- [8] **Singh, M. P. ve Thakur, B. H. ve Sullivan W.E.,** (2003). *Resonance Identification of Impellers, Proceedings of the Thirty-second Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas pp. 59-70.*
- [9] **Thakur, B., Kuang, H., Huffman, R., Singh M.** (2008). *Evaluation and Successful Modification of Impeller Using Forced Response Analysis. Turbomachinery Symposium, 2008*
- [10] **Wagner, N., Winkes, G., Süß, S., König, S.** (2011). *On-Site Determination of the Control Line for Integrally Geared Compressors for Avoidance of Impeller Fatigue Failures, Proceedins of the Fortieth Turbomachinery Symposium, Ekim 12-15,2011, Houston, Texas.*
- [11] **Feroli, M.** (2009). *The use of interference diagrams to avoid impeller resonance:an application to igv design.Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, California, USA Ağustos 30- Eylül 2, 2009.*
- Url-1** <http://www.absoluteastronomy.com/topics/Campbell_Diagram>, alındığı tarih: 29.07.2012.
- Url-2** < http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps>, alındığı tarih: 11.10.2012.
- Url-3** < www.nasa.gov/centers/langley/news/researchernews/rn_UAVColloquium.html>, alındığı tarih: 01.08.2012.
- Url-4** < <http://www.salvatoreaiello.com/main.shtml>>, alındığı tarih: 19.11.2012.

- Url-5** < <http://mbworld.org/forums/c36-amg-c43-amg-w202/238698-can-you-explain.html>>, alındığı tarih: 07.09.2012.
- Url-6** < http://www.praewest.com/impeller_blisks.html>, alındığı tarih: 12.09.2012
- Url-7** < http://en.wikipedia.org/wiki/File:Turbomeca_Marbor%C3%A9_II_F_3_K-SIM_01.jpg>, alındığı tarih: 17.10.2012
- Url-8** < <http://migluver.wordpress.com/category/history>>, alındığı tarih: 27.11.2012
- Url-8** < http://tr.wikipedia.org/wiki/Dosya:Jet_engine_turkish.svg>, alındığı tarih: 27.11.2012
- Url-8** < <http://modeljetengines.blogspot.com>>, alındığı tarih: 29.11.2012
- Url-9** < <http://www.ttl-solutions.com/nx8-5.html>>, alındığı tarih: 29.11.2012

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Eyüp ATAŞ

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 1987

Adres: Yunusemre Cad. No:49/7 Deliklitaş Mah. Odunpazarı-ESKİŞEHİR

E-Posta: eyupatas@gmail.com

Lisans: Makina Mühendisliği, İstanbul Üniversitesi

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2008-2009 Mercedes Benz Türk A.Ş.

2010-2012 Tusaş Motor Sanayii A.Ş.